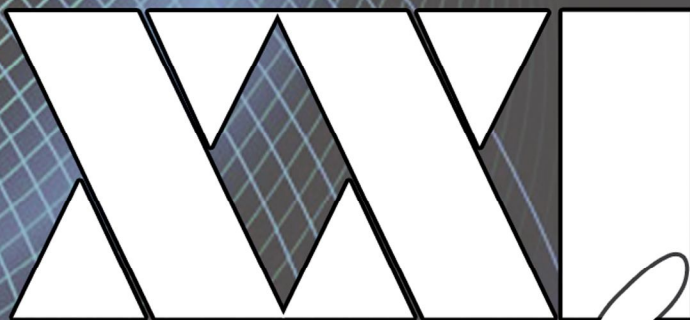


№17
2018



Научное
периодическое
издание

Механики



веку

*Научное периодическое издание по
материалам XVII Всероссийской научно-
технической конференции с международным
участием*

Механики XXI веку

№ 17 2018 г.

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Ефремов И.М. – председатель совета, кандидат технических наук, зав. кафедрой «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск;

Огар П.М. – доктор технических наук, профессор кафедры «Машиноведение, механика и инженерная графика» ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск;

Попов В.Ю. – кандидат технических наук, и.о. зав. кафедрой «Технология машиностроения» ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск;

Слепенко Е.А. – кандидат технических наук, и.о. зав. кафедрой «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск.

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

Ефремов И.М. – кандидат технических наук, зав. кафедрой «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск

ЗАМЕСТИТЕЛИ ГЛАВНОГО РЕДАКТОРА

Федоров В.С. – доцент, кандидат техн. наук, ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск

Фигура К.Н. – доцент, кандидат техн. наук, ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск

Издается с 2004 года. Периодичность 1 номер в год

Журнал зарегистрирован в научной электронной библиотеке Elibrary.ru

Перепечатка материалов из журнала «Механики XXI веку» возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала; ссылка на журнал при перепечатке обязательна.

Адрес редакции: 665709, Российская Федерация, Иркутская область, г. Братск, ул. Макаренко, 40, Механический факультет, кафедра «Подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования», тел: 8(3953)325365
e-mail: mechanics@brstu.ru Сайт: <http://www.brstu.ru>

XVII Всероссийская с международным участием научно-техническая конференция
"МЕХАНИКИ XXI ВЕКУ"
XVII Russian national with international participation scientific and technical conference
"MECHANICAL ENGINEERS TO XXI CENTURY"
16...17 Мая/May 2018 г.

ТЕМАТИКА КОНФЕРЕНЦИИ:

Современные технологии и автоматизация в машиностроении;
Материаловедение, динамика и прочность машин и механизмов;
Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств;
Эксплуатация и ремонт машин и оборудования.

ОРГАНИЗАТОРЫ КОНФЕРЕНЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Братский государственный университет», г.Братск, Россия

ПРОГРАММНЫЙ КОМИТЕТ

Ефремов И.М. – **председатель конференции**, к.т.н., зав.кафедрой «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «БрГУ», г.Братск, тел: 8(3953)32-53-65;

Попов В.Ю. - к.т.н., и.о. зав.кафедрой «Технология машиностроения» ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск;

Огар П.М. - д.т.н., профессор кафедры «Машиноведения, механики и инженерной графики» ФГБОУ ВО «БрГУ», г.Братск;

Слепенко Е.А. - к.т.н., и.о. зав.кафедрой «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «БрГУ», г. Братск.

ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ КОМИТЕТ

Федоров В.С. -к.т.н., доцент кафедры «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» БрГУ;

Фигура К.Н. - к.т.н., доцент кафедры «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» БрГУ;

Лобанов Д.В. - к.т.н., доцент кафедры «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» БрГУ;

Жмуров В.В. - к.т.н., доцент кафедры «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» БрГУ;

Тепловой режим гидравлического привода самоходных машин используемых в условиях низких температур

Казимиренко А.А.^{1,a}, Федоров В.С.^{1,b}

¹Братский государственный университет, ул.Макаренко 40, Братск, Россия

^aKazimirenok-a@yandex.ru, ^bfedorov.v.s@yandex.ru

В данной статье рассмотрены оптимальные температурные режимы работы гидравлических приводов различных технологических машин, эксплуатируемых в условиях низких температур. Проблема заключается в том, что при воздействии низких температур на гидропривод резко ухудшаются его показатели, что может привести к поломке гидропривода и дальнейшему простоя техники. Наиболее объективным, параметром на стадии проектирования гидрофицированных машин для установления граничных температур является производительность машины, климатические условия эксплуатации влияют на температуру рабочей жидкости, которая влияет на производительность гидрофицированных машин. Предложены рекомендации по оптимизации теплового режима работы гидравлической системы технологических машин. Рассмотрены факторы, влияющие на период разогрева рабочей жидкости.

Ключевые слова: гидропривод, рабочая жидкость, тепловой режим.

В настоящее время в основном сформировались типы и конструктивные схемы большинства самоходных машин (дорожных, строительных, тяговых, лесозаготовительных, горных; сельскохозяйственных, машин наземного обслуживания воздушных судов). Процесс развития этих машин вступил в новую фазу. Конструкторы и исследователи всех отраслей машиностроения направляют свои усилия на повышение единичной мощности машин, создание систем машин, позволяющих механизировать и автоматизировать весь технологический цикл на улучшение эксплуатационных качеств машин и узлов. Следует особо отметить, то, что за последние тридцать лет опережающими темпами создавались машины с гидравлическим приводом рабочего оборудования, колесного и гусеничного движителей, выносных опор, рулевого управления. На сегодняшний день гидравлический привод стал основным приводом, им оснащено от 75 до 100% самоходных машин различного технологического назначения.

Гидрофицированные машины эксплуатируются в различных географических широтах с большим диапазоном температуры окружающего воздуха. Главным фактором, определяющим эффективность машин и их гидроприводов, является температура окружающей среды (воздуха), которая обуславливает температуру вязкость рабочей жидкости. В Сибири продолжительность зимнего периода составляет 200, а на Крайнем Севере – 300 суток. Низкие температуры (-40°С и ниже) держатся по 2 – 3 месяца. Перепад температуры в течение суток составляет 15 – 20°С. Средняя скорость ветра в зимние месяцы достигает 8 м/с, а максимальная — свыше 40 м/с. К этому следует добавить, что землеройные машины разрабатывают в основном сезонно или вечномерзлые грунты. Усилие резания мерзлой древесины возрастает в 1,5 – 2 раза. Гидравлический привод в этих условиях является наиболее тяжело нагруженным и самым уязвимым узлом самоходных машин.

Особенно нежелательное влияние на работоспособность гидропривода оказывают низкие температуры в период пуска машин после длительной остановки (продолжительностью более 8 часов).

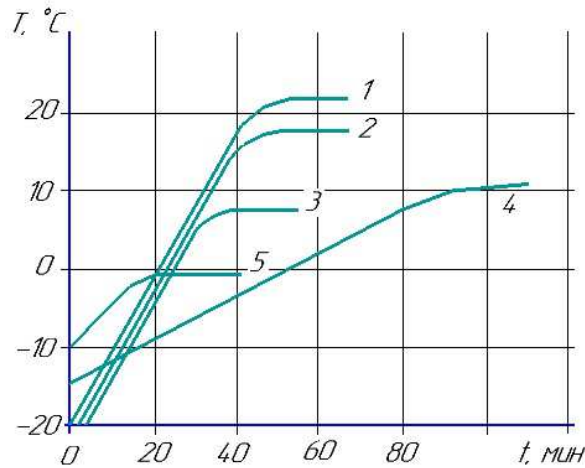


Рис. 1. Продолжительность разогрева РЖ в гидросистемах машин до установившейся температуры при эксплуатации в зимний период: 1-рыхлитель мерзлого грунта; 2 – бульдозер на базе трактора ДТ-75; 3- неполноповоротный экскаватор ковшом вместимостью 0,25 м³; 4 – автогрейдер с двигателем мощностью 55,1 кВт; 5 – неполноповоротный экскаватор с ковшом вместимостью 0,4 м³.

Период разогрева рабочей жидкости (рисунок 1) характеризуется минимальной производительностью и эффективностью гидропривода машин, вибрацией гидролиний и металлоконструкции, специфическим повышенным шумом в гидросистеме. Низкие температуры значительно снижают ресурс гидрооборудования. В период разогрева гидропривод работает в чрезвычайно неблагоприятном, почти аварийном режиме.

Гидроприводы с аксиально-поршневыми и шестеренными насосами имеют существенные конструктивные отличия, различные режимы нагружения, разные применяемые масла (таблица 1), что определяет их эксплуатационные параметры.

Таблица 1

Температурные пределы применения гидравлических масел

Отечественные гидравлические масла	Температурные пределы применения гидравлического масла, С ⁰						Рабочие жидкости зарубежного производства
	Кратковременно	Длительно	Кратковременно	Длительно	Кратковременно	Длительно	
	Аксиально-поршневые насосы		Пластинчатые насосы		Шестеренные насосы		
МГ-15В (ВМГЗ) по ТУ 38-101479-00	-53...+75	-40...+60	-53...+35	-35...+50	-58...+55	-43...+35	Shell Tellus MOBIL fluid 93; Esso Univitij 43; BR Energol HLP20
МГЕ-46В (МГ-30) по ТУ 38-10150-79	-15...+75	-5...+70	-15...+80	0...+75	-20...+70	-10...+60	AGIP OSO; TellusOel 46; Energol HLP46; EP Hydraulic; Oel 46

Что необходимо учитывать при выборе параметра оптимизации диапазона температуры рабочей жидкости. При работе гидропривода на определенном тепловом режиме улучшаются многие его параметры и характеристики. Например, увеличивается

объемный КПД гидрооборудования (рисунок 2), сокращается время рабочего цикла, уменьшается износ поверхностей трения деталей, повышается долговечность гидрооборудования и рабочей жидкости. Необходимо правильно выбрать оптимальный диапазон температуры по одному из этих параметров.

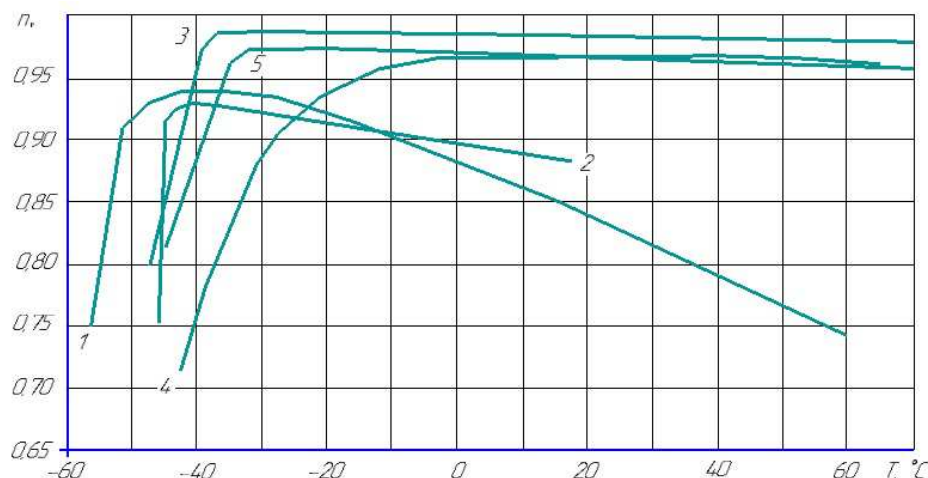


Рис.2. Зависимость объемного η_v КПД от температуры гидравлического масла МГ-15В при номинальных значениях основных параметров для насосов: 1 – НШ-32 (шестеренчатый); 2 – НШ98 (шестеренчатый); 3 – 210.20 (аксиально-поршневой); 4 – 11 MN№5 (аксиально-поршневой); 5 – НПА-64 (аксиально-поршневой); 6 – У45101А (пластинчатый).

Однако наиболее объективным, параметром на стадии проектирования гидрофицированных машин для установления граничных температур является производительность машины.

Таким образом, климатические условия эксплуатации влияют на температуру рабочей жидкости, а последняя опосредованно через практически все параметры и характеристики гидравлического привода влияет на производительность гидрофицированных машин.

Производительность машины как функция многих переменных факторов может служить критерием для определения оптимального диапазона температуры рабочей жидкости. Например, граничными температурами могут служить температуры, при которых производительность уменьшается не более чем на 10%. Согласно исследований [1], применительно к гидроприводам с аксиально-поршневыми насосами это соответствует диапазону температуры +10 и +40 °С. С другой стороны, накладывают свои ограничения техническая достижимость и экономическая целесообразность применения сложных устройств кондиционирования рабочей жидкости. Ведь даже в условиях Сибири, Якутии и Дальнего Востока в летнее время нередко температура окружающего воздуха достигает +30 °С и выше. Создать такой охладитель, который бы поглощал практически всю потерянную в гидроприводе энергию, технически очень сложно. Поэтому экономически более целесообразно иметь в период разогрева несколько меньшую (например, на 15 % по отношению к максимальной) производительность, чем создавать и эксплуатировать на каждой самоходной машине сложную систему регулирования температуры.

Один из способов решения этой проблемы установка в гидросистему разогревающего элемента, конструкция теплообменника представляет собой змеевик, который проложен двумя ярусами на дне бака, т.е. одна часть змеевика поверх другой части, таким образом, змеевик способен поддерживать температуру греющей жидкости за счет «самопрогрева». В зависимости от греющей жидкости (теплоносителя). Эту систему разогрева можно сделать автоматической[4].

Вывод: Исходя из изложенного, а также из условия, оптимальности всех параметров и характеристик гидравлического привода, мы рекомендуем диапазон оптимальных температур для гидроприводов с аксиально-поршневыми насосами от 0 до +55 °С (вязкость рабочей жидкости $\nu_{\text{опт}} = 65 \cdot 10^{-6} \div 10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$), а для гидроприводов с шестеренными насосами от 0 до +50 °С (вязкость рабочей жидкости $\nu_{\text{опт}} = 2500 \cdot 10^{-6} \div 50 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$), но в

условиях крайнего севера, где преобладают низкие температуры, невозможно добиться таких оптимальных температур.

Литература:

1. Каверзин С.В., Лебедев В.П., Сорокин Е.А. Обеспечение работоспособности гидравлического привода при низких температурах. –Красноярск: 1997. – 240с.
2. Каверзин, С. В. Проектирование гидробаков для строительных и дорожных машин / С. В. Каверзин // Строительные и дорожные машины, 1982. – № 8. – С. 24–25.
3. Башта, Т. М. Гидропривод и гидропневмоавтоматика / Т. М. Башта. – М.: Машиностроение, 1972. – 320 с.
4. Федоров В.С., Казимиренок А.А., Совершенствование гидропривода для условий крайнего севера // Механики 21 веку. –Братск, 2017.

Thermal regime of hydraulic drive of self-propelled machines used at low temperatures

Kazimirenok A.A.^{1,a}, Fedorov V.S.^{1,b}

¹Bratsk State University, 40 Makarenko St., Bratsk, Russia

^aKazimirenok-a@yandex.ru, ^bfedorov.v.s@yandex.ru

Key words: hydraulic drive, working fluid, thermal mode.

In this article the optimum temperature operating modes of hydraulic drives of various technological machines operated in conditions of low temperatures are considered. The problem is that when exposed to low temperatures on the hydraulic drive sharply deteriorate its performance, which can lead to failure of the hydraulic drive and further downtime. The most objective parameter in the design stage, the hydraulic machines to establish boundary temperatures is a performance car, climatic conditions affect the temperature of the working fluid, which affects the performance of hydraulic machines. The recommendations for the optimization of the thermal mode of operation of the hydraulic system of technological machines. Factors affecting the period of heating of the working fluid are considered.

Средства диагностирования несущей способности гидроцилиндра

Кобзов Д.Ю.^{1а}, Губанов В.Г.^{2б}, Кулаков А.Ю.^{1с},
Лханаг Д.^{3д}, Слепнева Е.А.^{1е}, Шалыга К.Р.^{1ф},

¹ Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

² ООО НТЦ «Гидротранс», Мебельный проезд 10А, Санкт-Петербург, Россия

³ Монгольский государственный университет науки и технологии, Хан-Уул дүүрэг, 3-р хороо, Энгельсийн гудамж, Улан-Батор, Монголия

^а kobzov7159@mail.ru, ^б info@hydrotrans.ru, ^с akul333@mail.ru, ^д lkhanag@gmail.com,

^е elena.slepneva@brk.ilimgroup.ru, ^ф kr_shalyga@mail.ru

Ключевые слова: гидроцилиндр, диагностика, несущая способность, прочность.

В качестве гидродвигателей возвратно-поступательного действия гидрофицированного рабочего оборудования дорожных и строительных машин (ДСМ) в настоящее время широко применяются гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком. В условиях роста единичных мощностей машин подразумевает, применительно к гидроцилиндрам, повышение уровня давления рабочей жидкости, увеличение скорости перемещения штока, его хода, а также размеров гидроцилиндров и, зачастую, интенсивности использования их во времени. Негативным проявлением этого, является резкое увеличение эксплуатационных нагрузок, ухудшение условий и режима функционирования гидроцилиндров, а вслед за этим, неизбежное снижение их надёжности. В этих условиях становится ясно, что диагностирование гидроцилиндров должно проводиться не только по параметрам герметизации, но и по параметрам их несущей способности. Под несущей способностью подразумевается способность гидроцилиндра противостоять нагрузкам, действующим на него в процессе функционирования без возникновения в его элементах критических напряжений, приводящих к появлению у них остаточных деформаций.

Введение. Увеличение единичных мощностей машин подразумевает, применительно к гидроцилиндрам привода рабочего оборудования, повышение уровня давления рабочей жидкости гидросистем, увеличение скорости перемещения штока, и его хода, а также размеров гидроцилиндров и, зачастую, интенсивности использования их во времени.

Негативным проявлением этого, является резкое увеличение эксплуатационных нагрузок, ухудшение условий и режима функционирования гидроцилиндров, а вслед за этим, неизбежное снижение их надёжности – в лучшем случае. В худшем – не исключена вероятность создания заранее неработоспособного гидроцилиндра.

В настоящее время в качестве гидродвигателей возвратно-поступательного действия гидрофицированного рабочего оборудования дорожных и строительных машин (ДСМ) широко применяются гидроцилиндры двустороннего действия с односторонним штоком. Их классификация и назначение, устройство и виды исполнения, принцип действия и условия применения, а также схемы кинематического включения и гидравлического подключения достаточно подробно изложены в трудах отечественных и зарубежных учёных.

В процессе анализа эксплуатационной надёжности гидроцилиндра ДСМ были выявлены следующие повреждения [1]:

- у штока: износ поверхностей штока, образование на ней очагов коррозии, риск, царапин, задигов и вмятин, искривление штока, срыв резьбы;

- у корпуса (гильзы): появление эллипсности и конусности, образование на уплотняемой поверхности рисок, царапин и задиров, трещин и разрыв корпуса;
- у направляющих втулок и поршней: неравномерный по периметру и ширине износ трущихся поверхностей, образование на них царапин и задиров;
- у уплотнителей всех назначений: старение материала, неравномерный по периметру и ширине уплотнителя износ герметизирующих поверхностей, появление на них рисок и царапин, разрыв уплотнителя;
- у подшипников проушин: износ поверхностей скольжения, частичное или полное разрушение составляющих;
- у головки (гайки гильзы) – срыв резьбы;
- у проушины штока – срыв резьбы, обрыв проушин.

В этих условиях становится ясно, что диагностирование гидроцилиндров должно проводиться не только по параметрам герметизации, но и по параметрам их несущей (нагрузочной) способности [2]. Желательно непосредственно в условиях эксплуатации.

Теория. Диагностирование, благодаря раннему обнаружению повреждений, позволяет устанавливать состояние объекта в конкретный момент времени и прогнозировать, зная физическую сущность причин их возникновения, качественного изменения, количественного накопления и форм проявления, изменение его во времени с целью установления предполагаемого момента отказа и устранения причин его наступления в процессе технического обслуживания.

Отсюда, основной целью технического диагностирования является поддержание уровней надёжности и безотказности и увеличение ресурса технических объектов для обеспечения максимальной эффективности их использования в процессе эксплуатации. Техническое диагностирование неразрывно связано с теорией надёжности. При этом техническое диагностирование – процесс определения технического состояния объекта диагностирования с определенной точностью. Техническое диагностирование включает, как правило, три этапа. На первом изучается тенденция развития процесса изменения состояния технического объекта (техническая генетика или ретроспекция), на втором этапе оценивается состояние объекта в текущий момент времени (собственно диагностирование), на третьем этапе устанавливается тенденция изменения технического состояния объекта в будущем (прогностика) [1].

В нашем случае объектом диагностирования является гидроцилиндры, поскольку посредством их работы выполняется большинство рабочих операций и определяется эффективность работы машины в целом.

Все известные методы получения информации о техническом состоянии гидроцилиндров основаны на контроле следующих параметров: объёмного коэффициента полезного действия, скорости перемещения штока и её неравномерности по длине хода, длительности рабочего цикла или его составляющих, перепада и колебаний давления при перемещении штока, давления срабатывания, усилия на штоке, эффективной мощности, тепловых режимов гидроцилиндра или рабочей жидкости, виброакустических характеристик, уровней загрязнения рабочей жидкости продуктами износа элементов гидроцилиндра или абразивом из окружающей среды, характеристик усадки штока под нагрузкой, параметров выноса рабочей жидкости на шток и взаимного расположения длинномерных элементов гидроцилиндра [2].

Под несущей способностью подразумевается способность гидроцилиндра противостоять нагрузкам, действующим на него в процессе функционирования без возникновения в его элементах критических напряжений, приводящих к появлению у них остаточных деформаций. Существующие исследования несущей способности гидроцилиндра с точки зрения его конструктивной надёжности основаны на рассмотрении деформации гидроцилиндра в условиях его продольно-поперечного нагружения, установления координат наиболее опасного сечения, определении в нём напряжений и поиске предельного значения продольного сжимающего усилия [3].

Несущая способность, отображаемая напряжённо-деформированным состоянием продольно-поперечно нагруженного гидроцилиндра, аналитически описывается двумя уравнениями [3, 4]:

$$\sigma_i(x) = \frac{P}{F(x)} + \frac{M_Q(x)}{W(x)} + \frac{M_R(x)}{W(x)} + \frac{P \cdot e(x)}{W(x)} + \frac{P \cdot y_T(x)}{W(x)}; \quad (1)$$

$$y_T(x) = y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_\gamma(x) + y_\delta(x) + y_R(x) + y_Q(x) + y_P(x) = \\ = y_{TO}(x) + y_\delta(x) + y_R(x) + y_P(x). \quad (2)$$

В уравнении (1) первое слагаемое даёт величину нормального напряжения от действия продольного сжимающего нагрузки P , второе – величину наибольших напряжений сжатия, вызванные действием поперечной нагрузки $M_Q(x)$, третье слагаемое – величину напряжений сжатия, вызванных действием силового поворота элементов в опорах гидроцилиндра, четвёртое и пятое – то же, вызванные дополнительным изгибом гидроцилиндра при наличии эксцентриситета $e(x)$ в его опорах и от действия продольного сжимающего усилия P .

В уравнении (2): $y_\alpha(x)$ – прогиб гидроцилиндра вследствие наличия зазоров в уплотняемых сопряжениях; $y_\beta(x)$ – то же в результате возможного начального искривления его длинномерных элементов; $y_\gamma(x)$ – то же вследствие эксплуатационного искривления его штока; $y_\delta(x)$ – то же в результате радиальной деформации под давлением его корпуса; $y_Q(x)$ – то же вследствие его поперечного нагружения, от действия веса гидроцилиндра; $y_R(x)$ – то же в результате наличия силового поворота в его опорных элементах; $y_P(x)$ – то же вследствие его продольного нагружения [3, 4].

В процессе эксплуатации вследствие накопления элементами гидроцилиндра повреждений происходит увеличение значений $y_\alpha(x)$, $y_\gamma(x)$, $y_R(x)$ и $y_P(x)$, что приводит к росту величин третьего, четвёртого и пятого слагаемых выражения (1) и собственно напряжений $\sigma_i(x)$. Изменение последнего должно ограничиваться условием [5]

$$\sigma_i(x) \leq [\sigma] = \frac{\sigma_{пч}}{k_S}. \quad (3)$$

Здесь $\sigma_{пч}$ – предел прочности материала штока, а k_S – статистический коэффициент запаса прочности [5].

Численный анализ выражения (1) показал, что возникновение пластической деформации штока стало возможным при напряжениях 240,60 МПа, то есть значительно меньших пределов σ_T текучести и σ_y упругости, за которым оно ожидалось. Очевидно, что в данном случае разрушение (появление пластической деформации) штока произошло в результате постепенного накопления повреждений металла, приведшего к необратимому изменению его физико-химических свойств. Другими словами, вследствие усталостного разрушения. Для проверки этого предположения необходимо рассмотреть цикл нагружения штоков гидроцилиндров рабочего оборудования, например, одноковшовых строительных экскаваторов. Он явно асимметричен. Максимальные отрицательные сжимающие напряжения σ_{min} , установленные из выражения (1) как текущие $\sigma_i(x)$, составляют 240,60 МПа. Ясно, что наименьшие положительные напряжения σ_{max} растяжения с учётом конструктивных особенностей, например, гидроцилиндров стрелы экскаваторов IV-ой размерной группы и параметров их цикла экскавации определяются по сумме первых двух слагаемых формулы (1) и составляют для рассматриваемого случая 35,67 МПа. Тогда, средние напряжения σ_m цикла составляют 102,14 МПа, являясь отрицательными, а амплитудные напряжения σ_a равны 138,14 МПа. Эти напряжения связаны с пределом σ_{-1} выносливости материала штока следующим выражением [7]

$$k_S = \frac{\sigma_{-1}}{\xi_\sigma \sigma_a + k_\sigma \sigma_m}, \quad (6)$$

где: ξ_σ - коэффициент снижения предела σ_{-1} выносливости, равный для нашего случая 1,399 [3]; k_σ - коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла.

Принимая во внимание тот факт, что при отрицательных средних напряжениях σ_m коэффициент k_σ следует полагать равным нулю, преобразуем выражение (6), расписав напряжения σ_a в соответствии с [7] и приняв коэффициент k_S равным 1,0

$$\frac{|\sigma_{max}| + |\sigma_{min}|}{2} = \frac{\sigma_{-1}}{\xi_\sigma}. \quad (7)$$

Количественный анализ этого уравнения показывает, что значение левой части (138,14 МПа) при напряжении $\sigma_i(x)$ превышает величину правой (135,80 МПа), характеризуемую минимальным по значению пределом σ_{-1} выносливости (190 МПа) [3]. Таким образом, величину последнего параметра выражения (1), необходимую для поиска предельного значения диагностического параметра, следует назначать, используя предел σ_{-1} выносливости. С учётом этого замечания выражение (4) примет вид

$$k_S = \left(\frac{1}{1 - \omega_{\sigma_{-1}}^2 \Lambda^2} \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{1 - \omega_{\sigma_{-1}}^2 \Lambda^2} \right) \left[\left(\frac{1}{1 - \omega_{\sigma_{-1}}^2 \Lambda^2} \right) - \left(1 - \omega_{\sigma_a}^2 \Lambda^2 \right) \right]}. \quad (8)$$

Численный анализ основных положений работы [3, 6] позволил установить величину коэффициента ω_{σ_a} вариации напряжений σ_a , которая составила 0,25. Коэффициент $\omega_{\sigma_{-1}}$ вариации предела σ_{-1} определяется из анализа работ [3, 6] и в данном случае принят равным 0,1. После подстановки полученных характеристик разброса в формулу (8) определим требуемый коэффициент запаса k_S , обеспечивающий условие непревышения с надёжностью 0,95. Численно он равен 1,478, что больше минимального k_{Smin} , составившего 1,197 [6]. После подстановки в формулу (7) всех известных характеристик с учётом параметров критического нагружения гидроцилиндров в точке x_σ [6] запишем условие их безопасного состояния в виде

$$\sigma(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k) < \frac{2\sigma_{-1}}{k_S \xi_\sigma} - \sigma_{max}(x_\sigma), \quad (9)$$

где: x_σ - координата опасного сечения; z^k, Θ^k, p^k - параметры критического нагружения гидроцилиндра [8], а именно: z^k - выдвигание штока; Θ^k - угол наклона гидроцилиндра к горизонту и p^k - давление жидкости в гидросистеме ДСМ.

Из выражения (6) максимальные амплитудные напряжения σ_a для гидроцилиндров экскаваторов IV-ой размерной группы составили 116,06 МПа. Тогда в соответствии с данными работы [3] с учётом известных напряжений $\sigma_{max}(x_\sigma)$ определим значение максимального предельного напряжения $\sigma(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ сжатия, которое составило 213,08 МПа.

С учётом этой величины предельное значение прогиба $y_T^k(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$, являющегося диагностическим параметром несущей способности гидроцилиндра, согласно выражению

$$y_T^k(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k) = \frac{1}{P^k} \left\{ \begin{aligned} &W(x_\sigma) \left[\sigma(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k) - \frac{P^k}{F(x_\sigma)} \right] - \\ &- M_Q(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k) - P^k e(x_\sigma) \end{aligned} \right\}, \quad (10)$$

составило соответственно для гидроцилиндров стрелы, рукояти и ковша экскаватора ЭО-4121А [4] при номинальном их нагружении и горизонтальном расположении с максимально выдвинутым штоком: $2,590 \cdot 10^{-2}$ м, $2,390 \cdot 10^{-2}$ м и $2,939 \cdot 10^{-2}$ м, а с учётом параметров их критического нагружения: $5,287 \cdot 10^{-2}$ м, $1,940 \cdot 10^{-2}$ м и $2,596 \cdot 10^{-2}$ м.

С учётом всего вышеизложенного решающее правило диагностирования гидроцилиндра по несущей способности может быть записано в виде

$$y_i(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k) \leq y_T^k(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k), \quad (11)$$

где $y_T^k(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ – предельное, а $y_i(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ – текущее (контролируемое) значение диагностического параметра.

Характеризуя с позиций диагностики [2] технические возможности последнего, отметим следующее. Во-первых, параметр $y_i(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ является однозначным, так как ни он сам, ни описываемые им напряжения $\sigma(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ не имеют экстремумов на пути их эволюции от начальных значений до предельных. Во-вторых, он стабилен, то есть может быть неоднократно воспроизведен с минимальным рассеиванием при неизменных условиях измерения. В-третьих, параметр $y_i(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ является незатухающим, так как его связь со структурными параметрами и критерием состояния $\sigma(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ не нарушается с течением времени. Далее, названный диагностический параметр удовлетворяет требованию чувствительности с достаточно высоким уровнем [5]. Наконец, он удовлетворяет требованию информативности, так как, оценивая два практически единственных случайных параметра $y_\alpha(x)$ и $y_\gamma(x)$ уравнения (2), характеризующего несущую способность гидроцилиндра, приближает остаточную после диагностирования энтропию к нулю.

Для бортового (встроенного) контроля несущей способности гидроцилиндров ДСМ по текущему параметру $\frac{dy_{T_i}(x_\sigma, p_k, z_k, \Theta_k)}{dx}$ предлагается гидросистема, принципиальная схема которой структурно выглядит следующим образом (Рис. 1).

Полости гидроцилиндра 1 через гидрораспределитель 2 подключены к источнику питания 3 и сливу 4. Гидросистема от перегрузки защищена предохранительным клапаном 5. Поршневая полость гидроцилиндра 1 соединена с гидрораспределителем 2 через штатный манометр 6 и двухпозиционный гидрозолотник 7. Гидроагрегаты системы соединены гидромагистралями 8. Датчики осевого перемещения штока 9 и угловой несоосности длинномерных элементов 10 гидроцилиндра 1 подключены через усилитель 11 к электропреобразователю 12, управляющий и контролирующий сигналы с которого одновременно поступают соответственно на золотник 7 и индикатор 13. В отличие от известных из первой главы работы гидросистем, в предлагаемой дополнительно устанавливается датчик горизонта 15, показания с которого через усилитель 11 поступают на электропреобразователь 12.

Диагностическая система предназначена для комплексной оценки несущей способности гидроцилиндра по деформированному состоянию его длинномерных несущих элементов и действующим на него нагрузкам.

Сигналы с чувствительных элементов осевого перемещения и угловой несоосности, характеризующие деформационную составляющую несущей способности гидроцилиндра, наряду с сигналом от манометра, характеризующим ее нагрузочную составляющую, поступают на усилитель для усиления, а затем на преобразователь, где окончательно формируются в качестве характеристики несущей способности гидроцилиндра и далее сравниваются с ее предельным значением. В случае непревышения [5] предельного значения электрический сигнал поступает на индикатор оператора машины, например, в виде соотношения текущего и предельного значений. В противном случае управляющий сигнал с преобразователя поступает на двухпозиционный гидрозолотник, который отключает силовой гидроцилиндр от гидросистемы, тем самым предотвращая его отказ.

Применение такой гидросистемы позволяет осуществлять непрерывный контроль и управление надёжностью силового гидроцилиндров ДСМ в процессе эксплуатации.

К сожалению, диагностирование гидроцилиндров по параметру $y_i(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ с позиций безопасности возможно лишь при наличии в машине встроенной диагностической системы, например, аналогичной [9]. В противном случае, диагностирование несущей способности рекомендуется [4] проводить по текущему параметру $y_{TO_i}^k(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$, связанному с предельным – $y_{TO}^k(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$, описывающим деформацию гидроцилиндра до приложения продольного сжимающего усилия P и связанным с величиной $y_T^k(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ выражением (2).

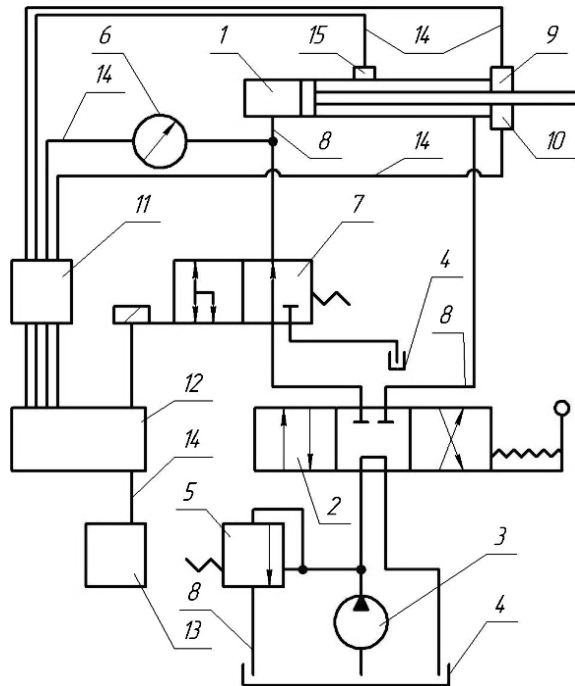


Рис. 1 – Принципиальная схема бортового диагностирования несущей способности гидроцилиндра

Окончательно назначенный диагностический параметр $y_{TO_i}^k(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$, кроме прочих вышеперечисленных технических возможностей, удовлетворяет требованиям доступности, удобства измерений и технологичности так как даже будучи дискретно контролируемым может быть легко установлен для конкретных гидроцилиндров, доступ к которым, как правило, не затруднен и, что не мало важно, безопасно и без вмешательства в гидросистему. Для измерения его на практике могут использоваться устройства, подобные описанным в работах [2, 6].

Однако, более эффективным с позиции достоверности оценки диагностического параметра $y_{TO_i}^k(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ можно считать устройство для контроля несущей способности гидроцилиндра, лабораторный вариант которого представлен ниже.

Устройство включает в себя излучатель, в качестве которого может использоваться лазерная указка, и два приёмника: конечный и промежуточный. Все элементы устройства закрепляются на диагностируемом гидроцилиндре с помощью постоянных магнитов и имеют соответствующие формы опорных поверхностей. Излучатель устанавливается на опоре корпуса (гильзы) гидроцилиндра, а именно, на торцевую поверхность крепёжного пальца проушины и фиксируется относительно его центрирующего отверстия (Рис. 2).

Конечный приёмник устанавливается и аналогично центрируется относительно проушины штока (Рис. 3). Полусферы опор излучателя и конечного приёмника обеспечивают изменение их углового положения относительно друг друга и гидроцилиндра в двух плоскостях.

Промежуточный приёмник, опора которого выполнена в виде «ласточкиного хвоста», что обеспечивает его расположение строго перпендикулярно оси абсцисс, устанавливается на гильзе вблизи крышки (Рис. 4). Луч лазера проецируется на промежуточном приёмнике в виде сетки, по линиям которой последний может быть сориентирован по оси ординат в поперечной плоскости гидроцилиндра. При отсутствии такого приспособления промежуточный приёмник может быть выверен по уровням (Рис. 5).



Рис. 2. Излучатель на проушине гильзы



Рис. 3. Конечный приёмник на проушине штока.

Экспресс-диагностирование с использованием предлагаемого метода и средства осуществляется в три этапа. На первом этапе необходимо сфокусировать луч лазера в центре шкалы конечного приёмника (Рис. 3), тем самым, «построив» ось абсцисс, являющуюся линией отсчёта параметра $y_{TO_i}^k(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$. На втором этапе, требуется установить промежуточный приемник на гильзу вблизи крышки, абсцисса которой близка к координате x_σ опасного сечения [3, 6] и выверить по сетке (Рис. 5) либо уровням положение приёмника относительно оси ординат. На последнем этапе необходимо произвести замер по шкале диагностического параметра, обработать его с использованием положений математической статистики с целью получения достоверной оценки и по решающему правилу (11) выработать диагноз.



Рис. 4. Промежуточный приёмник на гильзе гидроцилиндра

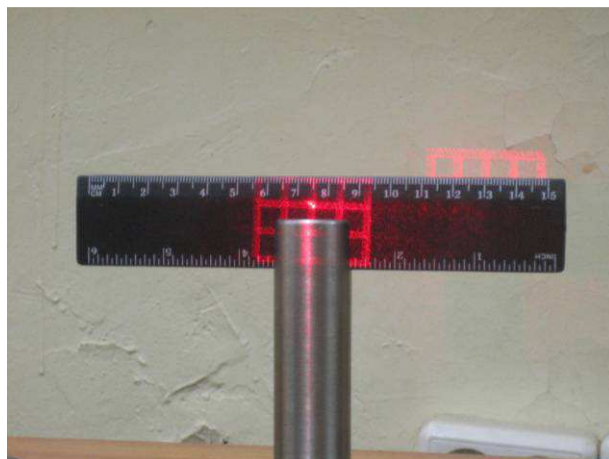


Рис. 5. Проекция луча лазера на промежуточном приёмнике

К недостаткам названного переносного средства диагностирования гидроцилиндра по параметрам несущей способности надо отнести косвенное диагностирование по диагностическому параметру $y_{TO_i}^k(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$, что снижает достоверность процесса постановки диагноза, а также дискретность процесса диагностирования, требующая приостановку работы машины.

С целью исключения выше названного недостатка предлагается устройство для бортового диагностирования гидроцилиндра, которое (Рис. 7) включает в себя излучатель, в качестве которого так же может использоваться лазерная указка, приёмник, в качестве которого используется линейка, и минивидеокамера для автоматической фиксации показаний полного текущего прогиба $y_i(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ гидроцилиндра. При этом излучатель с минивидеокамерой крепятся к проушине корпуса (гильзы) гидроцилиндра в точке 1, а приёмник – к проушине штока в точке 2.

Процесс диагностирования проводится следующим образом.

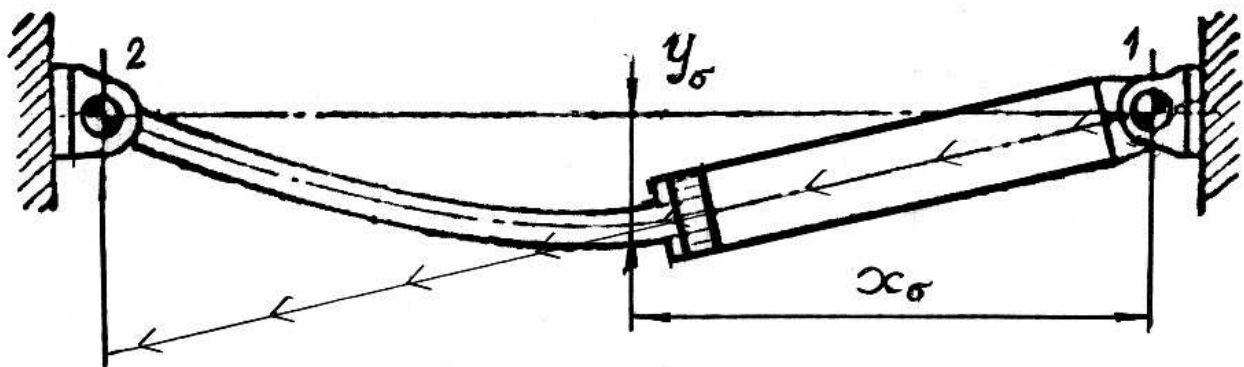


Рис. 6. Принципиальная схема измерения деформации гидроцилиндра

На первом этапе при полностью задвинутом штоке гидроцилиндра необходимо сфокусировать луч лазера в центре шкалы приёмника, которая проградуирована в единицах длины, тем самым, «построив» ось абсцисс, являющуюся линией отсчёта прогиба $y_i(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$. На втором этапе минивидеокамерой фиксируется отклонение луча лазера на линейке приёмника при работе машины. На последнем этапе обрабатывается полученная информация с целью получения достоверной оценки прогиба $y_i(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ и по решающему правилу (11) ставится диагноз о состоянии несущей способности гидроцилиндра.

Заключение. Информацию о состоянии несущей способности можно получать путём непрерывного контроля в процессе эксплуатации угла несоосности $\frac{dy_{T_i}(x_\sigma, p_k, z_k, \Theta_k)}{dx}$ штока и гильзы (корпуса) гидроцилиндра либо его прогиба $y_{TO_i}^k(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ до приложения продольного сжимающего усилия в процессе технического обслуживания ДСМ, либо полного прогиба $y_i(x_\sigma, z^k, \Theta^k, p^k)$ гидроцилиндра в процессе функционального продольно-поперечного нагружения. Однако, прямое диагностирование по последнему параметру обладает большей точностью, соответственно, достоверностью, нежели косвенное диагностирование по двум предыдущим.

Литература:

1. Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 1. Конструкция. Надёжность. Перспективы развития // Братск. индустр. ин-т. – Братск, 1998. – 59 с., ил., библиогр. 246

назв. – Рус. – Деп. в МАШМИР 13.08.1998, № 2-сд1998.

2. Кобзов Д.Ю., Ереско С.П., Трофимов А.А., Кулаков А.Ю., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 5. Техническое диагностирование. // Братск. гос. ун-т. – Братск, 2011. – 119 с., ил., библи. 130 назв. – Рус. – Деп. в ВИНТИ РАН 21.07.2011, №360-B2011.

3. Кобзов Д.Ю., Лапшин В.Л., Тарасов В.А., Жмуров В.В. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 3. Несущая способность // Братск. гос. ун-т. – Братск, 2011. – 88 с., ил., библиогр. 93 назв. – Рус. – Деп. в ВИНТИ РАН 27.01.2011, № 27-B2011.

4. Кобзов Д.Ю., Усова С.В. Экспресс-диагностика несущей способности гидроцилиндров машин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. Научный журнал ИрГУПС, Иркутск, 2009. №3 (23). С. 174-179.

5. Сырицын Т. А. Надёжность гидро- и пневмопривода. -М.: Машиностроение, 1981.-216 с.

6. Кобзов Д.Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: Дисс. ... к.т.н. / ЛИСИ, Л., 1987. – 345 с.

7. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – Киев: «Наукова думка», 1988. – 736 с.

8. Кобзов Д.Ю., Сергеев А.П. О характеристиках пространственного расположения гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов // Повышение эффективности машин и вибрационные процессы в строительстве. ЯПИ, Ярославль, 1989. С. 95-100.

9. Кобзов Д.Ю., Кулаков А.Ю., Лханаг Д. О бортовом диагностировании гидроцилиндров по параметрам несущей способности // Системы. Методы. Технологии/Научный журнал БрГУ, Братск. - №3. – 2011. – С. 40-44.

Means of diagnosing bearing capacity of hydraulic cylinder

Kobzov D.Yu.¹, Gubanov V.G.², Kulakov A.Yu.¹,
Lkhanag D.³, Slepneva E.A.¹, Shalyga K.R.¹,

¹ Bratsk State University, Makarenko St. 40, Bratsk, Russia

² S&TC «HydroTrans», 10A Mebel'ny proezd, Saint-Petersburg, Russia

³ Mongolian state university of science and technology, Хан-Уул дүүрэг, 3-р хороо, Энгельсийн гудамж, Ulaan-Baatar, Mongolia

^a kobzov7159@mail.ru, ^b info@hydrotrans.ru, ^c akul333@mail.ru, ^d lkhanag@gmail.com,

^e elena.slepneva@brk.ilimgroup.ru, ^f kr_shalyga@mail.ru

Keywords: hydraulic cylinder, diagnostics, bearing capacity, strength.

As hydraulic reciprocating action hydraulic working equipment road and building construction machines (RBCM) now widely used double-acting hydraulic cylinders on one rod. Growth of single machines capacity implies, applied to hydraulic cylinders, raising the pressure of working fluid, increasing the speed of a piston rod, its progress, as well as sizes of hydraulic cylinders and, often, intensity use them in time. Negative manifestation of this is the sharp increase in operating pressures, deteriorating conditions and modes of operation of hydraulic cylinders, followed by inevitable reduction of their reliability. In these circumstances, it becomes clear that the diagnosis of hydraulic cylinders shall be carried out not only on the sealing parameters, but also the parameters of their bearing (carrying) capacity. Under the bearing (carrying) capacity means the ability to resist tipping loads acting on it in the operation without incurring in its elements of critical stress, resulting in them residual deformations.

УДК 69.002.51

Исследовательский стенд для определения параметров работоспособности тонкослойной масляной центрифуги

Плеханов Н.Г.

Братский государственный университет, Макаренко 40, Братск, Россия
E-mail address: plekhanov512@yandex.ru

Ключевые слова: гидравлическое масло; гидропривод; активный привод; устройство для центрифугирования гидравлических масел; масляная центрифуга; гидросистема; загрязнённость рабочей жидкости; очистка рабочей жидкости; механические примеси.

Рассматривается конструкция исследовательского стенда для определения параметров работоспособности тонкослойной масляной центрифуги. Приводится общий вид стенда, порядок его работы и его гидравлическая схема. Технические характеристики стенда и его конструктивные особенности позволяют производить испытания тонкослойной масляной центрифуги с активным приводом в широком диапазоне эксплуатационных показателей. Масляная центрифуга спроектирована специально для высококачественной очистки гидравлических масел.

На основании конструкций запатентованных устройств, разработан исследовательский стенд для испытания тонкослойной центрифуги с активным приводом для центробежной очистки гидравлических масел от механических примесей. Основной особенностью стендового оборудования является горизонтальное расположение масляного нагревательного и оси вращения центрифуги, что позволяет обеспечить более удобную пространственную компоновку активного привода. Центробежное устройство оснащено гидромеханическим приводом, позволяющим использовать кинетическую энергию отводимого потока гидравлического масла. Дополнительным отличием стенда является использование в конструкции привода специально спроектированного сдвоенного импеллерного насоса.

Техническая характеристика стенда

1. Регулировка производительности работы стенда при высоком качестве $Q_{\min} = 5$ л/мин, при нескольких циклах очистки $Q_{\min} = 5$ л/мин.
2. Тонкость очистки от механических примесей 0,0003% при начальном содержании 0,05% при производительности $Q_{\min} = 5$ л/мин.
3. Частота вращения центрифуги 6000 об/мин.
4. Суммарная мощность электродвигателей 3 кВт.
5. Общая масса стенда 800 кг.
6. Мощность нагревательных элементов 4 кВт.
7. Время готовности стенда к работе (после включения масляного нагревателя) 60 мин.

Общий вид стенда оборудованного тонкослойной центрифугой представлен на рис. 1.

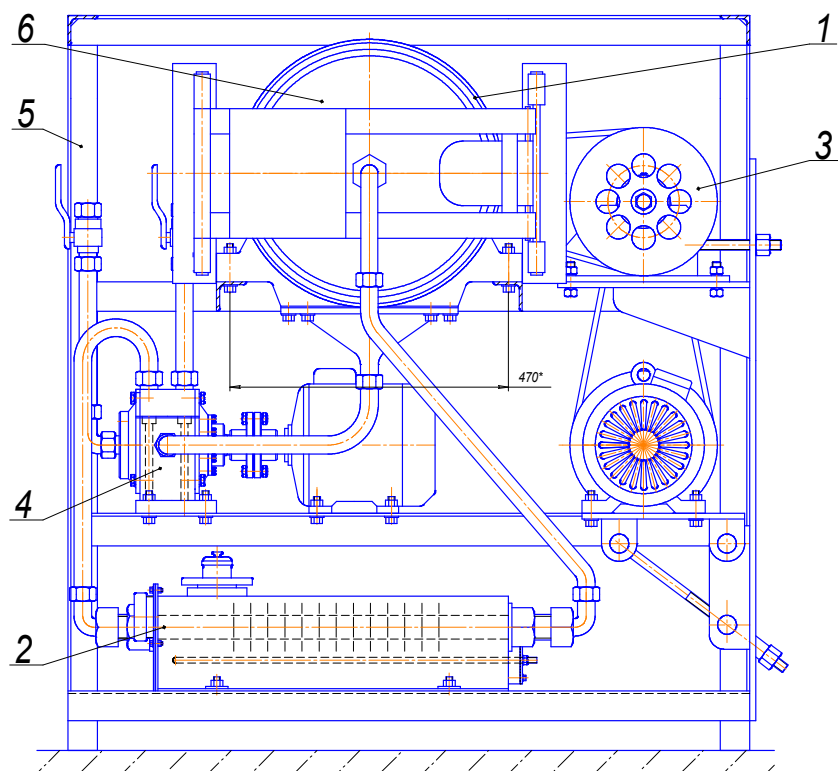


Рис. 1. Стенд для центробежной очистки гидравлических масел, оборудованный тонкослойной центрифугой: 1 – тонкослойная центрифуга; 2 – нагреватель масляный; 3 – клиноремённая передача; 4 – насос импеллерный сдвоенный; 5 – рама; 6 – люк

Работа стенда осуществляется в следующем порядке.

За один час до начала работы стенда производится включение масляного нагревателя.

После предварительного нагрева нагревателя масла входной трубопровод стенда соединяется с емкостью с загрязненным маслом, а сливной трубопровод соединяется с емкостью для чистого гидравлического масла. Затем производится последовательное включение электродвигателя тонкослойной центрифуги и электродвигателя сдвоенного импеллерного насоса. Регулирование производительности стенда осуществляется дросселем, установленным на входном трубопроводе. При работе стенда необходимо следить за показаниями приборов контроля работы систем. Нормативные показатели приборов контроля составляют: температура 60°C , давление – 6 кг/см^2 , частота вращения тонкослойной центрифуги не менее 5500 об/мин .

Процесс очистки гидравлического масла протекает следующим образом.

Загрязненное гидравлическое масло, подводимое по входному трубопроводу, подаваемое сдвоенным насосом 4, проходит через масляный нагреватель 2 нагревается до 60°C и подаётся во входной канал тонкослойной центрифуги 1. При последовательном прохождении потока масла через полости центрифуги, механические примеси, загрязняющие гидравлическое масло, осаждаются в свободном пространстве, образуемом кольцами центрифуги под действием центробежных сил. Очищенное масло стекает в нижнюю часть корпуса центрифуги и отводится насосом по сливному трубопроводу в емкость с чистым маслом.

Контроль чистоты гидравлического масла после центрифугирования устанавливается в лаборатории на основе анализа пробы масла, взятого из сливного трубопровода.

Эффективность работы тонкослойной центрифуги может быть значительно выше, если предназначенное для очистки масло будет в течение одного месяца находиться в отстойнике при температуре $15\text{-}20^{\circ}\text{C}$.

На рис. 1 представлена принципиальная гидравлическая схема стенда.

Гидросистема стенда для очистки масла работает следующим образом.

После соединения заборной и сливной линии станда с баками загрязненного и очищенного гидравлического масла открываются вентили 9 и 10. Дроссель 8 устанавливается в положение, при котором достигается требуемая производительность работы станда. После включения сдвоенного импеллерного насоса и центрифуги, поток загрязненного масла подается левой секцией насоса через масляный нагреватель во входной канал центрифуги, где проходит через зигзагообразные каналы, образуемые концентрическими кольцами. При прохождении зигзагообразных каналов механические примеси под действием центробежных сил будут осаждаться на внутренней части концентрических колец. На выходе из центрифуги поток очищенного масла отводится через сопловые отверстия, что позволяет использовать энергию масла для создания дополнительной реактивной силы, вращающей ротор центрифуги. Из нижней части корпуса центрифуги очищенное масло отводится правой секцией насоса, имеющей большую производительность, в бак для очищенного гидравлического масла.

Большая производительность правой секции насоса необходима для того, чтобы обеспечить откачивание всего объема гидравлического масла, подаваемого левой секцией, с учетом к.п.д. правой секции.

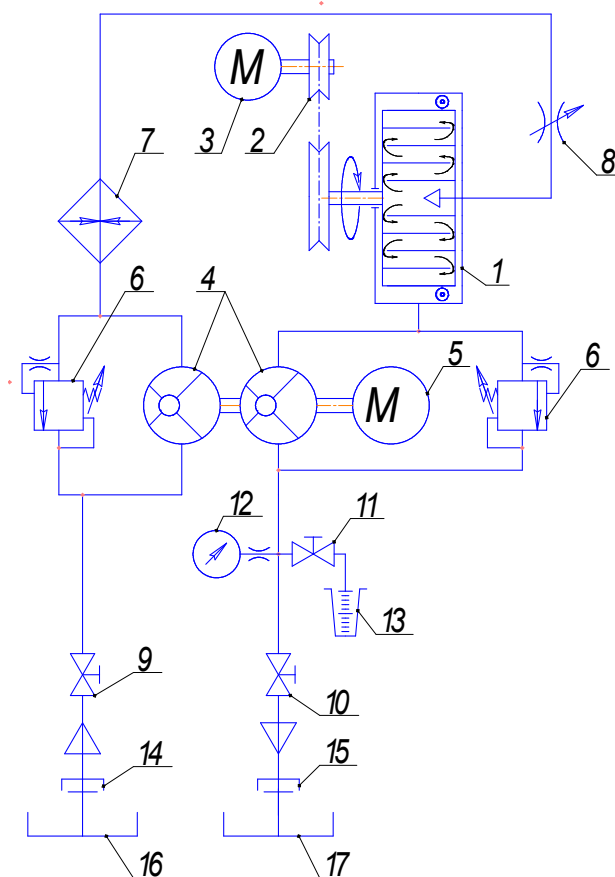


Рис. 2. Принципиальная гидравлическая схема станда для центробежной очистки гидравлических масел оборудованного тонкослойной центрифугой: 1 – тонкослойная центрифуга с активным механическим приводом; 2 – клиноременная передача; 3 – электромотор привода центрифуги; 4 – сдвоенный насос; 5 – электромотор привода насоса; 6 – гидроклапан давления; 7 – нагреватель масла; 8 – дроссель регулируемый; 9 – вентиль заборной гидролинии; 10 – вентиль сливной гидролинии; 11 – вентиль пробоотборника сливной гидролинии; 12 – манометр; 13 – пробоотборник; 14 – штуцерное резьбовое соединение заборной гидролинии; 15 – штуцерное резьбовое соединение сливной гидролинии; 16 – гидробак загрязненного гидравлического масла; 17 – гидробак очищенного гидравлического масла

Качество очистки гидравлического масла увеличивается при снижении скорости движения масла по зигзагообразным каналам центрифуги, а, следовательно, зависит от положения дросселя 8. Качество очистки проверяется в лаборатории на проверки загрязненности проб. Взятие проб масла осуществляется с помощью пробоотборника 13 через вентиль 11 во время работы стенда в установившемся режиме.

Нагреватель 7 позволяет увеличить температуру гидравлического масла и, тем самым, снизить его вязкость, что повышает эффективность осаждения механических примесей за счёт центробежных сил.

Литература:

1. Плеханов Г.Н., Кобзов Д.Ю., Трофимов А.А., Плеханов Н.Г. Турбокомпрессор для наддува дизельных двигателей: пат. 2550415 Рос. Федерация. № 2013122186/06; заявл. 14.05.2013; опубл. 20.11.2014.

2. Плеханов Г.Н., Герасимов С.Н., Федоров В.С., Кобзов Д.Ю., Плеханов Н.Г. Насос трения для перекачки масел: пат. 2557051 Рос. Федерация. № 2014129695/06; заявл. 18.07.2014; опубл. 20.07.2015.

3. Плеханов Н.Г., Батцэрэн Л., Плеханов Г.Н., Лханаг Д. Основные типы многокамерных роторов масляных центрифуг. Механики XXI века. – 2016. – №15. – с. 422-425.

4. Зеньков С.А., Плеханов Н.Г. Стендовое оборудование для исследования эффективности работы центробежных очистительных устройств гидравлических масел. Материалы региональной научно-практической конференции студентов и аспирантов, посвященной 70-летию инженерного института (МЕХФАКА) НГАУ (10 ноября 2014 г.) / Новосиб. Гос. Аграр. Ун-т. Инженер. Ин-т. – Новосибирск, 2014. – с. 26-30.

5. Плеханов Н.Г., Батцэрэн Л., Плеханов Г.Н. Насос трения для перекачки масел. Механики XXI века. – 2016. – №15. – с. 412-415.

The research stand for determination of parameters of operability of the thin layer oil centrifuge

N.G. Plekhanov

Bratsk State University, Makarenko St. 40, Bratsk, Russia
E-mail address: plekhanov512@yandex.ru

Keywords: hydraulic oil; hydraulic actuator; active drive; the device for centrifugation of hydraulic oils; oil centrifuge; hydraulic system; impurity of working liquid; purification of working liquid; mechanical impurity.

The design of the research stand for determination of parameters of operability of the thin layer oil centrifuge is considered. The general view of the stand, an order of his work and his hydraulic scheme is given. Technical characteristics of the stand and its design features allow to make tests of the thin layer oil centrifuge with the active drive in the wide range of operational indicators. The oil centrifuge is designed especially for high-quality purification of hydraulic oils.

Развитие конструкторских решений импеллерных насосов

Плеханов Н.Г.^{1а}, Федоров В.С.^{1б}, Плеханов Г.Н.^{1а}

¹ Братский государственный университет, Макаренко 40, Братск, Россия

^аE-mail address: plekhanov512@yandex.ru

^бE-mail address: Fedorov-v-s@yandex.ru

Ключевые слова: импеллерные насосы; перекачивание жидкостей повышенной вязкости; комбинированные насосы; гидравлический клин.

Рассматриваются некоторые схемы предлагаемой конструкции динамического лопастного насоса, который классифицируется как импеллерный. Предлагаются поправки к классификации насосов. Анализируются достоинства и недостатки принятых конструкторских решений. Конструктивные особенности насоса позволяют обеспечить его применение для подачи смазки к подшипникам скольжения, перекачивать вязкие жидкости и массы, а также масла и топлива в условиях низких температур, проектировать импеллерные насосы нового типа.

Эффективность применения современных типов насосов в некоторых случаях значительно снижается при перекачивании вязких жидкостей. Поэтому имеются предпосылки для создания нового типа насоса, специально предназначенного для перекачивания жидкостей повышенной вязкости. Это может позволить перекачивать масла и топлива при низких температурах, а также жидкости вязкостью более 50 сСт. Кроме того, достигаются возможности создания новых типов компактных и надежных насосов для систем смазки, сдвоенных или комбинированных насосов, простейших элементов конструкции валов, выполняющих функцию насоса.

Возможной реализацией подобного конструктивного решения является запатентованная схема насоса трения [1, 2], представленная на рис. 1.

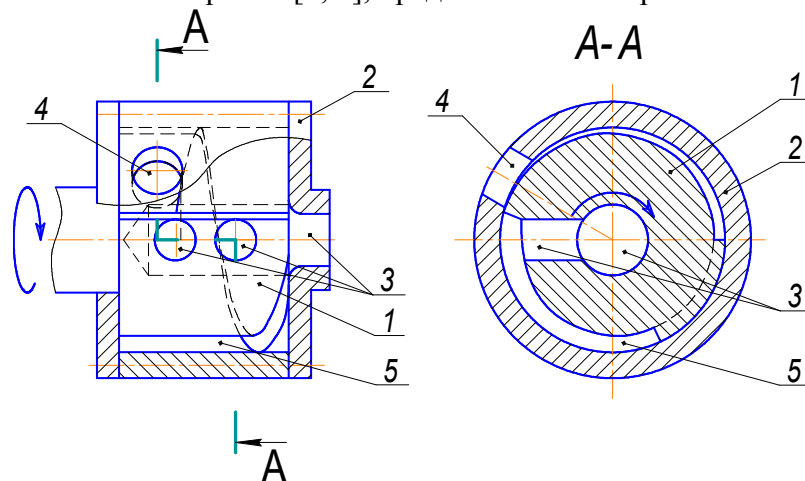


Рис. 1. Схема насоса трения с винтовым пазом: 1 – ротор; 2 – корпус; 3 – канал подвод масла; 4 – канал отвода масла; 5 – винтовой паз

Зпатентованное устройство содержит ротор 1, расположенный в корпусе 2, причём внешняя поверхность ротора 1 может быть выполнена в виде винтового (рис. 1) или прямого паза 5 (рис. 2), образующего поверхность со спиралевидным профилем сечения, канал

подвода масла 3, проходящий через ротор 1, выполненный в виде осевого и радиального отверстий, канал отвода масла 4, выполненный в боковой поверхности корпуса 2.

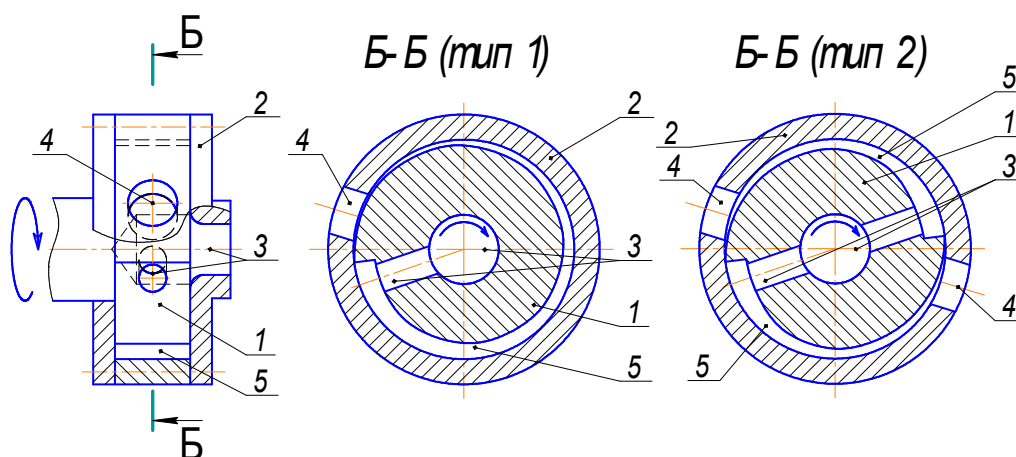


Рис. 2. Схема насоса трения с прямым пазом: 1 – ротор; 2 – корпус; 3 – канал подвод масла; 4 – канал отвода масла; 5 – винтовой паз

Насос трения для перекачки масел работает следующим образом.

При вращении ротора 1 в направлении увеличения глубины винтового или прямого паза 5 (рис. 1 и рис. 2) возникают силы трения в относительно смещаемых слоях масла. Так как паз 5 имеет спиралевидный профиль сечения, образуя при этом подобие гидравлического клина, то давление масла в его менее глубокой части будет максимальным, а в более глубокой части минимальным (рис. 3), что приведет к вытеснению масла в выходной канал 4 корпуса 2 и, соответственно, к всасыванию масла через канал подвода масла 3, т. к. эти каналы при работе насоса сообщаются через винтовой (рис. 1) или прямой паз 5 (рис. 2). Кроме сил трения слоев масла, возникающих в процессе вращения ротора, на жидкость также оказывают динамическое воздействие поверхность ротора со спиралевидным профилем сечения.

На основе рассмотренных выше материалов патента может быть представлена общая схема насоса, на основе которой удобно рассмотреть основные силы, действующие на жидкость. Основными конструктивными элементами предлагаемой конструкции насоса являются ротор 1 со спиралевидной поверхностью и корпус 2 (рис. 3). Подвод перекачиваемой жидкости осуществляется через центральный канал ротора 1 и радиальное отверстие 3. При вращении ротора 1 между его спиралевидной поверхностью и корпусом 2 образуется гидродинамическая подушка (масляный клин). Выдавливающее действие спиралевидной поверхности стремится вытолкнуть жидкость под давлением P в выходное отверстие. Для данной схемы в выходном отверстии насоса создается пульсирующий поток Q (см. график рис. 3).

Очень важно учитывать, что эффективность процесса вытеснения жидкости будет напрямую зависеть от величины её окружной скорости в области гидравлического клина. Чем больше окружная скорость жидкости в направлении вращения ротора, тем меньше эффективность её вытеснения. В приведённых схемах насоса, снижению окружной скорости жидкости способствуют только силы трения между жидкостью и ротором, а увеличению скорости способствует вращение ротора и в значительной степени подача перекачиваемой жидкости через радиальный канал 3. Несомненно, что вытесняющее действие на жидкость будет оказывать центробежная сила, которая действует на неё в канале 3. Но, если считать, что центробежная сила будет иметь решающее значение при вытеснении жидкости, то данная конструкция насоса будет значительно проигрывать по своим показателям центробежным насосам. Таким образом, реализация идеи вытеснения жидкости

спиралевидной внешней поверхностью ротора, требует более совершенного технического решения, а представленные схемы носят условный характер.

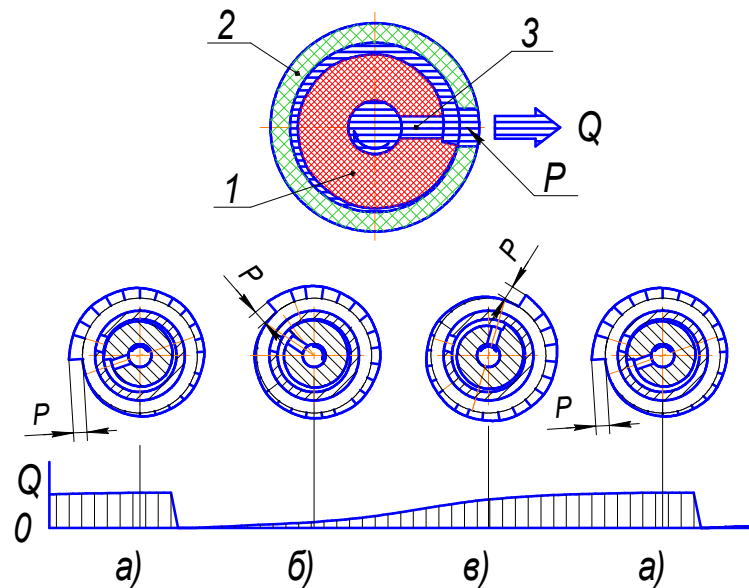


Рис. 3. Приблизительная эпюра распределения гидродинамического давления P и расхода Q в каналах ротора насоса в зависимости от положения ротора при вращении: 1 – ротор; 2 – корпус; 3 – канал подвод масла.

Новейшие конструкторские решения, сделанные в последнее время коллективом авторов находятся на этапе патентования и могут быть опубликованы позже. Одним из конструкторских решений, прошедших апробацию на научной конференции, является схема насоса, который имеет в своем составе дополнительный элемент – кольцо с осевыми отверстиями (см. рис. 4). Кольцо с осевыми отверстиями 3 размещено неподвижно между корпусом 2 и ротором 1 насоса и позволяет вытеснить жидкость к выходу насоса равномерно без пульсаций. Кроме того, кольцо создает турбулизацию потока вытесняемой жидкости, что снижает среднюю окружную скорость жидкости в направлении вращения ротора.

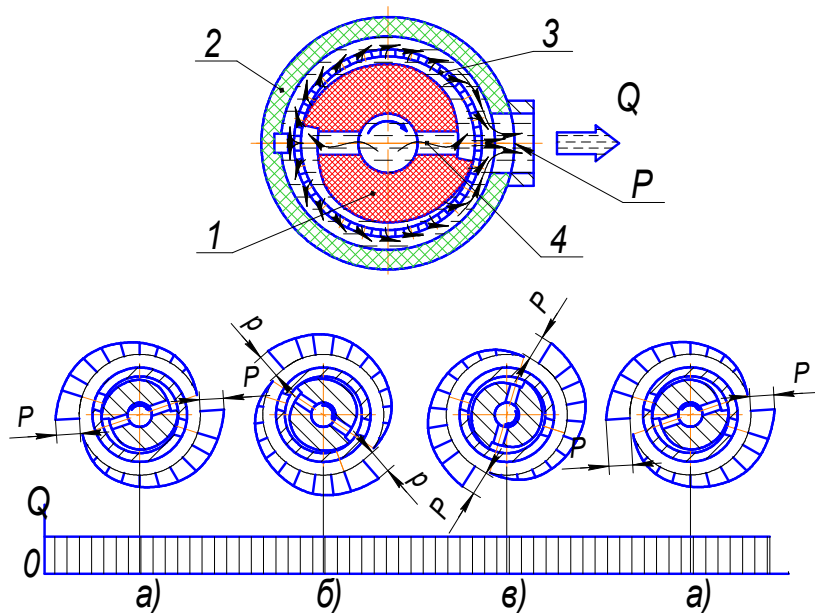


Рис. 4. Приблизительная эпюра распределения гидродинамического давления P и расхода Q в каналах ротора насоса с кольцом с осевыми отверстиями в зависимости от положения ротора при вращении: 1 – ротор; 2 – корпус; 3 – кольцо с осевыми отверстиями; 4 – канал подвод масла

Первоначальным названием предлагаемой конструкции насоса, связанного с прототипом, было определение его как «насос трения». Указанное название может быть уточнено на основе одной из существующих в настоящее время классификаций (см. рис. 5). Прежде всего, насос данной конструкции может быть отнесён к группе динамических насосов, а по виду силового воздействия расположен между лопастными насосами и насосами трения. Кроме того, авторы склоняются к мнению, что приведённая классификация может быть дополнена существующей в настоящее время группой импеллерных насосов. Таким образом, рассматриваемый насос относится к этой группе и может быть классифицирован как импеллерный.

Возможными областями применения насоса являются:

- подача смазки к подшипникам скольжения (совмещение конструкции насоса с конструкцией вала в силовых агрегатах, турбинах, двигателях внутреннего сгорания и т.д.);
- создание конструкций сдвоенных или комбинированных насосов, топливных насосов, глубинных насосов;
- перекачивание вязких жидкостей и масс;
- перекачивание масел и топлив в условиях низких температур.

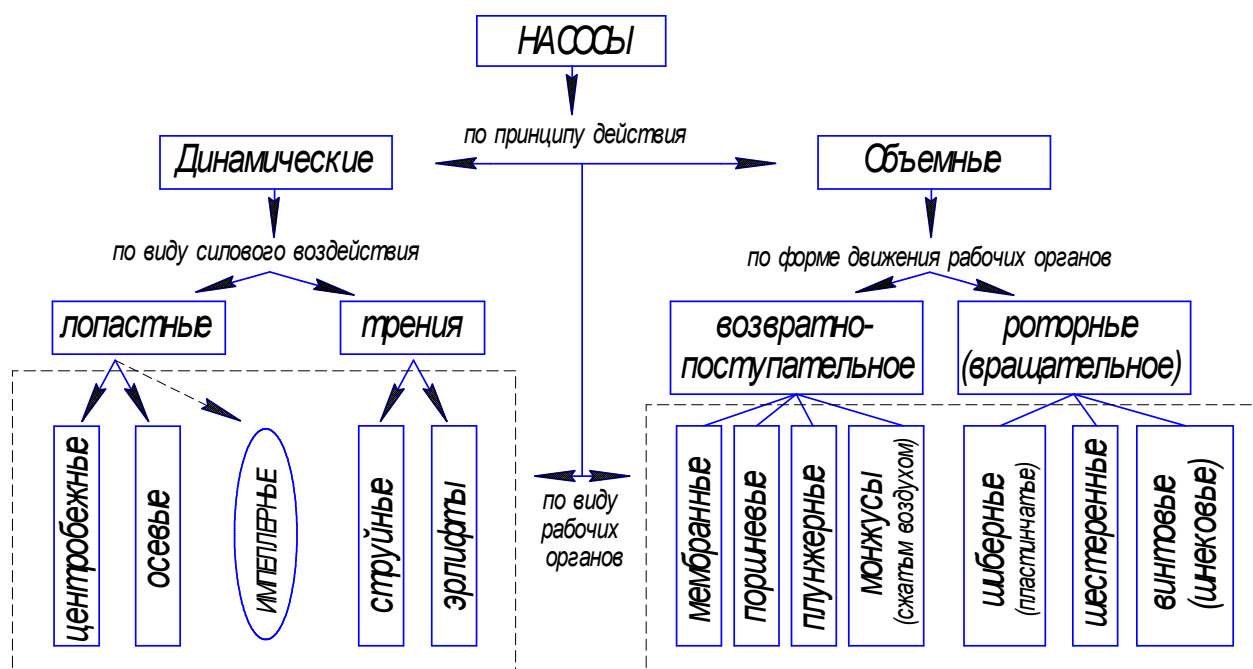


Рис. 4. Классификация насосов, дополненная по виду рабочих органов группой импеллерных насосов

Литература:

1. Плеханов Г.Н., Герасимов С.Н., Федоров В.С., Кобзов Д.Ю., Плеханов Н.Г. Насос трения для перекачки масел: пат. №2557051 Рос. Федерация. № 2014129695/06, заявл. 18.07.2014; опубл. 20.07.2015.
2. Плеханов Н.Г., Батцэрэн Л., Плеханов Г.Н. Насос трения для перекачки масел. Механики XXI века. – 2016. – №15. – с. 412-415.

Development of design decisions impeller pumps

Plekhanov N.G.^{1a}, V.S. of Fedorov V.S.^{1b}, Plekhanov G.N.^{1a}

Bratsk State University, Makarenko St. 40, Bratsk, Russia

^aE-mail address: plekhanov512@yandex.ru

^bE-mail address: Fedorov-v-s@yandex.ru

Keywords: impeller pumps; pumping of liquids of the increased viscosity; the combined pumps; hydraulic wedge.

Some schemes of the offered design of the dynamic bladed pump which is classified as impeller are considered. Amendments to classification of pumps are proposed. Merits and demerits of the made design decisions are analyzed. Design features of the pump allow to provide its application for supply of lubricant to sliding bearings, to pump over viscous liquids and masses and also oils and fuels in the conditions of low temperatures, to design impeller pumps of new type.

UDC 624.132.3.002.5:621.879

On the adhesion of wet cohesive soils with a hard surface machines

Kirichenko O.P.^a, Buglak I.A.^b, Ivanov D.E.^c

Bratsk State University, 40 Makarenko St., Bratsk, Russia

^amf@brstu.ru, ^bivan181897@gmail.com, ^civanovdenis7890@mail.ru

Keywords: adhesion, soil, electromolecular theory, vacuum theory, hydrophoby surface, roughness, productivity, experiment.

In developing the wet cohesive soils occur sticking and freezing of the soil on the working bodies of earthmoving machines, which significantly reduces their productivity. The analysis of the known theories of the moist cohesive soils adhesion to various hard surfaces has been carried out, and certain contradictions have been detected. They explain the causes of adhesion and its dependence on the following factors: surface roughness, chemical composition, material hydrophoby, level of excavating parts of the earth-moving machines, pressure intensity and time of pressing period, type of soil, moisture content and temperature in the contact zone. One can conclude that the additional experiments are required to eliminate the identified contradictions.

Introduction. The processing of the moist soils is connected with the freezing intentionality and soil adherence to the working organs of digging machines, to say, the facts significantly reducing their productivity [1-40]. Transportation of clay minerals and rocks, containing them, result in their adherence and freezing to the metal surfaces of the transport vehicles bodies, they are the factors that causes unloading troubles.

To solve the problem of preventing from adherence and freezing of clay minerals to the excavating parts of the earth-moving machines and to the vehicles bodies surfaces, it is necessary to understand the phenomena taking place while the working surfaces and soil being in contact.

A number of institutions are engaged in the development of methods and devices to counteract soil sticking. However, as practice shows, none of them has got an efficient method. This fact indicates that the problem might have not been thoroughly studied yet and there is no reliable

model for studying the adhesion of clay-containing substances to the surface made of hard materials [12].

Formulation of the problem. The task is to analyze the existing theories concerning slipping moist cohesive soils and digging members hard surfaces.

Solution of the problem. Adhesion (adherence) is examined as the phenomenon of the surface - to - contacting bodies (phases) bonds, which prevent from the bodies surface separation. [13-14].

Many researchers of the electric theory of Deryagin - Krotova, point out that stickiness is the result of the action of electromolecular forces in the contact zone of soil - to - other materials [15].

According to Zadneprovsky R.P. [14] adhesion results from the combination of physical properties of the soil-water-working system surface (phases I-III-II), taking into account the gas phase and is determined by the molecular and ion-electrostatic interaction of phases I-III and I-II.

Molecular theory predicts decreasing adhesion of the soil - to - hydrophobic materials. In this regard, one of the ways to reduce adhesion is to cover the contacting surfaces - to - hydrophobic materials. However, the results of studies [16] show that the adhesion of hydrophobic material, such as fluoroplastic - to the soil is much stronger than that of steel surface of the 7th level roughness. Molecular theory predicts, also, the increase of the films adhesion under temperature growing, but as for adhesive substances, the adhesion decreases under temperature growing. There can be mentioned other aspects that hardly is possible to explain only by this theory.

According to the molecular theory stickiness along with the moisture, strength of pressing, stress period and the type of soil, depend on the chemical composition of the material in contact with the mentioned substance [14].

Kornet E.A., after making the experiments, came to the opposite conclusion [12]. Analysis of the studies results shows that adhesion does not depend on the chemical nature of hard materials the surfaces of which are of equal roughness, does not affect the adhesion value and the hydrophoby of the hard material.

One should note [17] that the kaolinite surface has been examined with a scanning electron microscope REM-220. It has been revealed that the examined surface is presented by chaotically located particles, united into aggregates. The latter ones form protrusions and cavities. These cavities, when the walls being loaded with the hard material, undergo an elastic or elasto-plastic deformation, are suggested to, behave like elastic suction cups, ie, in the cavities there the pressure of the gaseous phase is observed, and it results in adhesive bond.

When a sample of cohesive soil 3 (Pic. 1) is located on the rough surface of hard material 4, cavities 5 and 6 are formed in the contact point. Some cavities, for example 5, contact with the atmosphere, while others, for example 6, are isolated. When it is exposed to the pressing force, the microprotrusions on the clay surface are partially deformed. The air in the cavities 5 and 6 under of the increased pressure is partially expelled out: from the cavities 5 into the atmosphere, and from the cavities 6 through the microcracks 1 into the clay, while the liquid phase is forced out through the microcracks 2. Thus, when clay is expelled from the surface of the hard material, it is necessary to overcome air pressure in the cavities 6 which must be equivalent to the separation force. Microroughness of the soil surface acts like elastic suction cups.

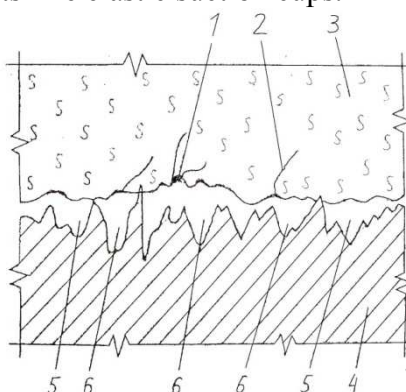


Fig. 1. Scheme of interaction of cohesive soil - to - a shard working surface.

According to Cornet E.A. [17] the mechanism proposed by him for the interaction of cohesive soil - to - hard material allows to explain a number of facts that contradict the existing molecular theory of adhesion. For example, the adhesion decreasing under the increasing the hard surface roughness takes place because, when the purity level increases, the microroughness of the hard material surface (the arithmetic mean deviation of the profile) decreases. This results in quantity decreasing of cavities formed by irregularities in the plastic substance surface and the hard surface. When loading samples in smaller volumes of cavities, a higher air pressure is created, and when detached, a higher vacuum is created. The latter leads to the adhesion increasing under decreasing the roughness of the hard material. Adhesion reduces, under increasing the inclination angle of the contacting bodies, arises owing to the deformation level decreasing of the cavities walls of the plastic substance, that results in the vacuum decreasing in these cavities. As the temperature of the adherent samples increases, the air volume in the contact cavities increases. This is a factor that influences on reducing the degree of air rarefaction in the cavities, which results in the adhesion reducing in the samples.

Conclusions. The studied theories differ greatly in explaining the adhesion nature of cohesive soils - to - hard surface. The supporters of the electro-molecular theory state that the adhesion is due to the action of electromolecular forces in the soil - to - other materials contact zone. At the same time, Cornet E.A. states that the adhesion should be understood as the physical process, which includes the interaction of the microcavities of the contacting bodies surfaces, which is due to the action of vacuum forces. These theories have the theoretical and experimental confirmation, therefore, the obtained different conclusions may indicate the lack of study of a such nature phenomenon as the moist cohesive soils - to - hard working surfaces adhesion.

References:

1. Абдразаков Ф.К. Одноковшовые экскаваторы могут работать производительнее // Механизация строительства. 1990. № 6. С. 16-17.
2. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Игнатьев К.А. Анализ возможного повышения производительности экскаваторов при устранении адгезии грунта к ковшу // Вестник МГСУ. 2014. № 2. С. 98-104.
3. Rajaram G., Erbach D.C. Effect of wetting and drying on soil physical properties. // Journal of Terramechanics 36 (1999) P. 39-49.
4. Зеньков С.А., Игнатьев К.А., Филонов А.С., Балахонов Н.А. Устранение налипания грунта на рабочие органы землеройных машин с использованием пьезокерамических излучателей // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. 2013. Т. 1. С. 64-72.
5. Зеньков С.А., Диппель Р.А., Булаев К.В., Батуро А.А. Планирование эксперимента по исследованию влияния параметров теплового воздействия на сопротивление сдвигу грунта // Механики XXI века. 2005. № 4. С. 52-56.
6. Зеньков С.А., Игнатьев К.А., Филонов А.С. Планирование эксперимента по применению пьезокерамических излучателей для борьбы с адгезией грунтов к рабочим органам землеройных машин // Механики XXI века. 2012. № 11. С. 399-402.
7. Зеньков С.А., Курмашев Е.В., Красавин О.Ю. Анализ повышения производительности экскаваторов при использовании пьезокерамических трансдюсеров // Системы. Методы. Технологии. 2009. № 4. С. 38-41.
8. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Анализ возможного повышения производительности экскаваторов при термоакустическом воздействии для устранения адгезии грунта к ковшу // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2008. № 2. С. 137-140.
9. Зеньков С.А., Батуро А.А., Булаев К.В. Теоретические предпосылки повышения производительности экскаваторов при устранении адгезии грунта к ковшу // Механики XXI века. 2006. № 5. С. 79-81.
10. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Определение производительности экскаваторов при снижении адгезии грунтов // Вестник Иркутского регионального отделения Академии наук высшей школы РФ. 2010. № 2 (17). С. 191-195.
11. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Игнатьев К.А., Кожевников А.С. Неметаллические покрытия

как профилактическое средство снижения адгезии на отвальных рабочих органах землеройных машин // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2013. Т. 2. С. 30-35.

12. Корнет Э.А. Адгезионные свойства руд Кривбасса и их влияние на параметры вибротранспортных машин и технологию выпуска: автореферат дис. ... доктора технических наук: Институт проблем комплексного освоения недр. – Москва, 1988. – 31 с.

13. Дерягин Б.В., Кротова Н.А., Смилга В.П. Адгезия твердых тел.-М.: Наука, 1973.-279 с.

14. Заднепровский Р.П. Адгезионные свойства глинистых пород и снижение трения и прилипания при их разработке.: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук.-Ленинград, 1085. – 38 с.

15. Зимон А.Д. Что такое адгезия. – М: Книжный дом «Либроком», 2013. – 176 с.

16. Ветров Ю.А., Кондра А.С. Результаты исследования липкости грунтов// Горные, строительные и дорожные машины. – Киев: Техника, 1972. – Вып. 14. – С. 12 – 17.

17. Корнет Э.А. Пути уменьшения прилипания пород к рабочим поверхностям горного и транспортного оборудования.//Горный журнал. – 1986. - №12 – С.50 – 52.

18. Зеньков С.А., Козик А.С., Буйлов О.А. Применение полимерных противоналипающих листов для снижения адгезии грунтов к рабочим органам землеройных машин // Механики XXI века. 2010. № 9. С.112-114.

19. Зеньков С.А., Батуро А.А., Булаев К.В., Диппель Р.А. Анализ структуры рабочего органа ковшового типа с устройством внешнего интенсифицирующего воздействия для снижения адгезии грунта // Механики XXI века. 2005. № 4. С. 49-52.

20. Заднепровский Р.П. Рабочие органы землеройных и мелиоративных машин и оборудования для разработки грунтов и материалов повышенной влажности. – М.: Машиностроение, 1992. 176 с.

21. Зеньков С.А., Игнатъев К.А., Филонов А.С. Эффективность гибких нагревательных элементов для борьбы с адгезией грунтов к землеройным машинам // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2013. Т. 1. С. 134-137.

22. Зеньков С.А., Игнатъев К.А., Филонов А.С., Банщиков М.С. Исследование влияния теплового воздействия на адгезию грунтов к рабочим органам землеройных машин // Механики XXI века. 2013. № 12. С. 228-232.

23. Зеньков С.А., Кожевников А.С., Кутимский Г.М. Использование электронагревательных гибких ленточных элементов для борьбы с намерзанием грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Механики XXI века. 2014. № 13. С. 156-160.

24. Зеньков С.А., Козик А.С., Буйлов О.А. Снижение адгезии грунтов к рабочим органам землеройных машин при помощи высокочастотного воздействия // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2011. Т. 2. С. 88-92.

25. Зеньков С.А., Козик А.С., Буйлов О.А., Зеньков А.С. Устранение адгезии грунтов к рабочим органам землеройных машин при помощи ультразвукового воздействия // Механики XXI века. 2011. № 10. С. 146-148.

26. Зеньков С.А., Курмашев Е.В., Мунц В.В. Стенд для исследования влияния комбинированного воздействия на адгезию грунтов к землеройным машинам // Механики XXI века. 2007. № 6. С. 15-18.

27. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Игнатъев К.А., Кожевников А.С. Неметаллические покрытия как профилактическое средство снижения адгезии на отвальных рабочих органах землеройных машин // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2013. Т. 2. С. 30-35.

Адгезия влажных связных грунтов с твердой поверхностью машин

Кириченко О.П.^a, Буглак И.А.^b, Иванов Д.Е.^c

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^amf@brstu.ru, ^bivan181897@gmail.com, ^civanovdenis7890@mail.ru

Ключевые слова: адгезия, грунт, электромолекулярная теория, вакуумная теория, гидрофобность, шероховатость, производительность, эксперимент.

При разработке влажных связных грунтов происходит налипание и намерзание грунта на рабочие органы землеройных машин, что существенно снижает их производительность. Проведен анализ известных теорий адгезии влажных связных грунтов к различным твердым поверхностям. Выявлены определенные противоречия, объясняющие причины адгезии и ее зависимость от следующих факторов: шероховатости твердой поверхности, химического состава и величины гидрофобности материала рабочих органов машин, давления и времени прижатия, видом грунт, влажностью и температурой в зоне контакта. Сделан вывод, что требуется проведение дополнительных экспериментов с целью устранения выявленных противоречий.

УДК 621.436.004

Контроль технического состояния регуляторов частоты вращения в эксплуатационных условиях

Кочергин В.И.^a, Кутень И.А.^b

Сибирский государственный университет путей сообщения, ул. Д.Ковальчук 191, Новосибирск, Россия

^a vkplus2011yandex.ru, ^b kraz0893@mail.ru

Ключевые слова: регулятор частоты вращения, переходный процесс, угловое ускорение, диагностирование

В статье обоснована необходимость диагностирования в процессе эксплуатации технического состояния систем автоматического регулирования частоты вращения двигателей внутреннего сгорания. Приведены основные группы неисправностей, присущих регуляторам частоты вращения, показана актуальность контроля технического состояния данных систем и для металлообрабатывающего оборудования. В качестве диагностического параметра предлагается использовать угловое ускорение коленчатого вала двигателя, регистрируемое в процессе свободного разгона двигателя. Регистрация изменений угловой скорости и углового ускорения в установившихся и неустойчивых режимах работы энергетических установок производилась посредством разработанного для этих целей диагностического комплекса. Описаны основные результаты экспериментальных исследований, подтверждающих зависимость параметров переходных процессов от технического состояния регулятора и топливной аппаратуры.

Введение. Большинство наземных транспортных средств, судовых энергетических установок и технологического оборудования оснащаются дизельными двигателями внутреннего сгорания (ДВС), которые не могут работать без систем автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) коленчатого вала. При работе ДВС на неустойчивых режимах отмечается снижение их мощностных и экономических показателей. Это происходит, во-первых, из-за колебаний величины момента сопротивления, в свою очередь, вызывающих колебания угловой скорости коленчатого вала и неблагоприятно сказывающихся на протекании рабочих процессов двигателя, и, во-вторых, из-за наличия нарушений в работе САРЧ. Данные нарушения проявляют себя в виде фазовых сдвигов между выходными и входными координатами системы регулирования [1, 2]. Соответствие величины внешней нагрузки и положения органа управления топливоподачей необходимо обеспечивать и в установившихся режимах ввиду наличия значительных внутрцикловых колебаний угловой скорости коленчатого вала.

Двигатели внутреннего сгорания постоянно модернизируются в связи с постоянно повышающимися экономическими и экологическими требованиями. В значительной мере это происходит за счёт принципиальных конструктивных изменений в системах управления подачей топлива, что, соответственно, приводит к необходимости совершенствования и оптимизации параметров САРЧ, а также требует разработки методов контроля технического состояния элементов систем регулирования в эксплуатационных условиях. К сожалению, современные регламенты, определяющие состав операций технического обслуживания транспортно-технологических машин, как правило, не предусматривают мероприятий по контролю технического состояния регуляторов частоты вращения. По всей видимости, это происходит по причине отсутствия доступных методов оперативного безразборного диагностирования САРЧ.

Неисправности регуляторов оказывают существенное влияние на качество работы систем автоматического регулирования частоты вращения, определяемое параметрами неравномерности частоты вращения и качество переходных процессов. Можно выделить следующие основные группы неисправностей, присущих различным типам регуляторов [3]:

- износы деталей регулятора;
- изменение жёсткости упругих элементов;
- повышенное сухое трение в механизмах регулятора;
- повышенное гидравлическое трение в регуляторе;
- механические повреждения и усталостные разрушения деталей;
- изменение параметров работоспособности гидравлических систем управления;
- неисправности электрических элементов и цепей управления.

Кроме того, необходимо учитывать, что показатели качества регулирования частоты вращения и параметры неравномерности крутящего момента ДВС зависят также от изменяющейся кинетики горения топлива, например, при использовании альтернативных видов топлива [4...7], и от температурного режима работы энергетической установки.

Методика проведения исследований. Для оценки технического состояния отдельных элементов машин и механизмов предпочтительным является использование динамических характеристик, в частности, параметров внутрицикловой неравномерности вращения валов и параметров переходных процессов [8, 9]. Применительно к системам автоматического регулирования частоты вращения такими характеристиками могут служить параметры переходных процессов типа единичного скачка, возникающих при сбросе либо набросе нагрузки, а также при нагружении двигателя внутреннего сгорания собственными силами инерции при его свободном разгоне, причём наиболее информативными являются переходные процессы, описываемые угловым ускорением коленчатого вала [10].

Для регистрации таких процессов был использован разработанный в Сибирском государственном университете путей сообщения программно-измерительный диагностический комплекс [11, 12]. Данное диагностическое оборудование состоит из датчика угловых перемещений коленчатого вала в виде оптического инкрементального энкодера, датчиков положения коленчатого вала, коммутационного оборудования, быстродействующего аналого-цифрового преобразователя и персонального компьютера. Параметрическая оценка вращательного движения валов производится на основе расчёта значений времени прихода передних фронтов цифровых сигналов от датчика вращения и перевод их в соответствующие значения измерения угловой скорости с последующим дифференцированием. Возможно также параллельная обработка сигналов и от других датчиков, например, датчика линейного перемещения рейки топливного насоса. В результате выполнения данных процедур программное обеспечение комплекса позволяет получать и выводить на экран компьютера табличные или графические зависимости угловой скорости и углового ускорения от времени либо от угла поворота коленчатого вала, а также получать зависимости углового ускорения от угловой скорости. Необходимая точность представления графических характеристик задаётся посредством возможности изменения параметров сглаживания Гаусса выводимых на экран расчётных характеристик.

Результаты экспериментальных исследований. Моделирование зазоров, возникающих при износе сопряжений регулятора частоты вращения двигателя 4Ч 13/14 путём изменения величины люфта в сопряжениях привода рейки топливного насоса позволило провести исследования влияния неисправностей регулятора на характер переходных процессов в САРЧ. Увеличение зазоров в значительной степени изменяет величину одного из основных показателей систем автоматического регулирования – степени неравномерности регулятора δ_p . Установлено, что изменение свободного хода рейки изменяет общую продолжительность переходного процесса, длительность полуволн колебательного процесса и амплитудные значения углового ускорения коленчатого вала ДВС, в том числе, величину заброса углового ускорения коленчатого вала в область отрицательных значений (рис. 1).

Исследование и поддержание работоспособности САРЧ необходимо также и для технологического оборудования, например, используемого в сфере металлообработки, поскольку процессы обработки металлов сопровождаются неравномерностью вращения приводных механизмов, дисбалансом вращающихся частей, неравномерностью нагрузки при неравномерной величине припуска и крутильными колебаниями, возникающими вследствие демпфирования материала обрабатываемой детали и деталей станков. Данные колебания приводят к возникновению вибраций, а также способствуют ухудшению чистоты обрабатываемой поверхности и увеличению износа инструмента. Особенно актуальным является изучение процессов возникновения и затухания колебаний в приводах современного металлообрабатывающего оборудования с числовым программным управлением, так как в этом случае движение суппортов или столов осуществляется неравномерно ввиду шагового характера перемещения, а скорость резания может постоянно изменяться при непрерывном характере обработки деталей с различной величиной припуска на обработку [2].

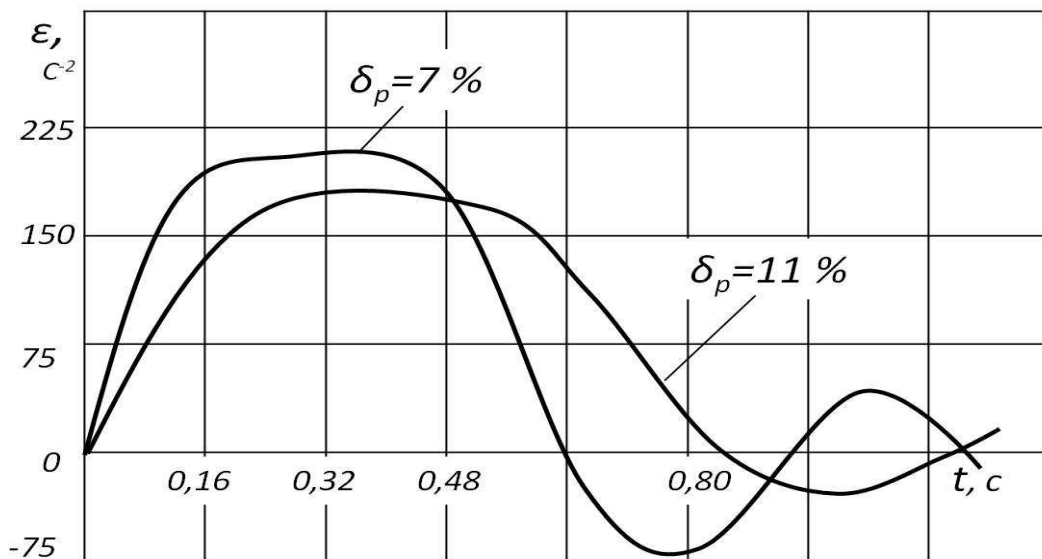


Рис. 1. Влияние технического состояния регулятора частоты вращения двигателя 4Ч 13/14 на характеристики переходного процесса, описываемого угловым ускорением свободного разгона

В реальных условиях эксплуатации энергетических установок проводить техническое диагностирование регуляторов частоты вращения путём рекомендуемых стандартными процедурами испытаний сбросов или набросов внешней нагрузки без специального дорогостоящего оборудования не представляется возможным. Поэтому предлагается использовать более простой динамический метод диагностирования, который основывается на нагружении двигателя собственными силами инерции в режиме свободного разгона [11, 12]. На рис. 2 приведена зависимость углового ускорения коленчатого вала от времени при свободном разгоне дизельного двигателя 6Ч 13/14 с исправным и отрегулированным

регулятором частоты вращения, а на рис. 3 – соответственно при неотрегулированном регуляторе и неисправной системе топливоподачи.

Из приведённых рисунков следует, что характеристики переходных процессов могут служить комплексными показателями исправности регулятора частоты вращения и других систем и агрегатов ДВС, а использование регистрирующей аппаратуры, подобной применяемому при проведении экспериментальных исследований программно-измерительному диагностическому комплексу, позволяет иметь достаточно точное представление о характере колебаний частоты вращения и качестве переходных процессов в системах автоматического регулирования.

Повышенная неравномерность вращения даже в режиме холостого хода вызывает дополнительные нежелательные нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма и иные подвижные части ДВС, приводящие к снижению долговечности и надёжности и ухудшению качества рабочих процессов энергетической установки. Повышение степени неравномерности вращения характерно, в том числе, при эксплуатации транспортных средств и технологического оборудования в условиях низких температур окружающего воздуха. Это связано, в том числе, с тем, что при этом изменяются значения сил трения в сопряжениях, и, как следствие, параметры внутрицикловых угловых ускорений коленчатого вала. Низкие температуры окружающего воздуха отрицательно воздействуют и на регуляторы частоты вращения дизельных ДВС, изменяя характер и уровень трения в механизмах привода рейки топливного насоса и характеристики демпфирующих устройств. Наличие такого влияния также подтверждается проведёнными исследованиями посредством разработанного диагностического оборудования.

Кроме того, были проведены обширные исследования влияния изменения качественного состава топлива на процессы регулирования частоты вращения в различных режимах работы энергетических установок на примере добавок во впускной коллектор дизельных ДВС водородсодержащего синтез-газа, подтверждающие необходимость оптимизации параметров САРЧ при совершенствовании конструкции двигателей внутреннего сгорания [6, 7].

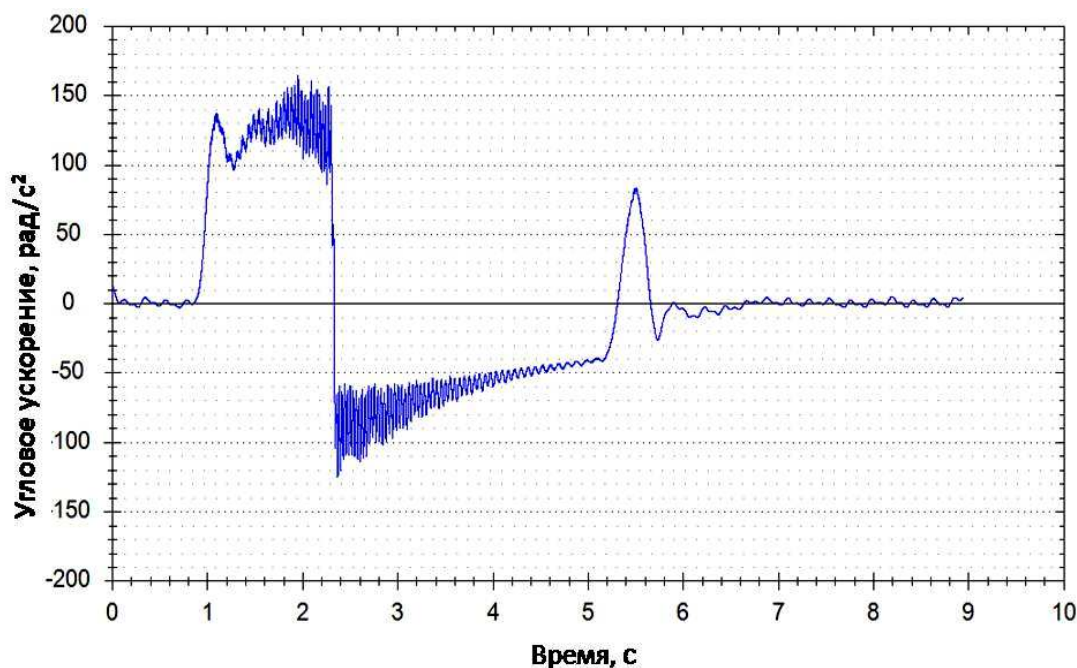


Рис. 2. Изменение углового ускорения коленчатого вала при свободном разгоне двигателя ЯМЗ-238 8Ч 13/14 с исправной топливной аппаратурой и отрегулированным регулятором частоты вращения

Выводы:

1. Неисправности регуляторов частоты вращения оказывают существенное влияние на показатели функционирования систем автоматического регулирования и энергетических установок в целом и требуют наличия оперативных методов технического диагностирования в эксплуатационных условиях.

2. Наиболее перспективным является контроль технического состояния регуляторов частоты вращения по динамическим параметрам переходных процессов, а наиболее информативным параметром применительно к дизельным двигателям – угловое ускорение коленчатого вала, измеренное при свободном разгоне ДВС.

3. Экспериментальные исследования подтвердили правомерность использования параметров переходных процессов свободного разгона как основу метода технического диагностирования технического состояния систем автоматического регулирования частоты вращения в эксплуатационных условиях.

4. Полученные результаты исследований дают основания полагать, что предложенный метод оценки качества функционирования систем автоматического регулирования с использованием возмущающего воздействия типа единичного скачка применим и при анализе параметров внутрициклового неравномерности вращения валов и валопроводов энергетических установок.

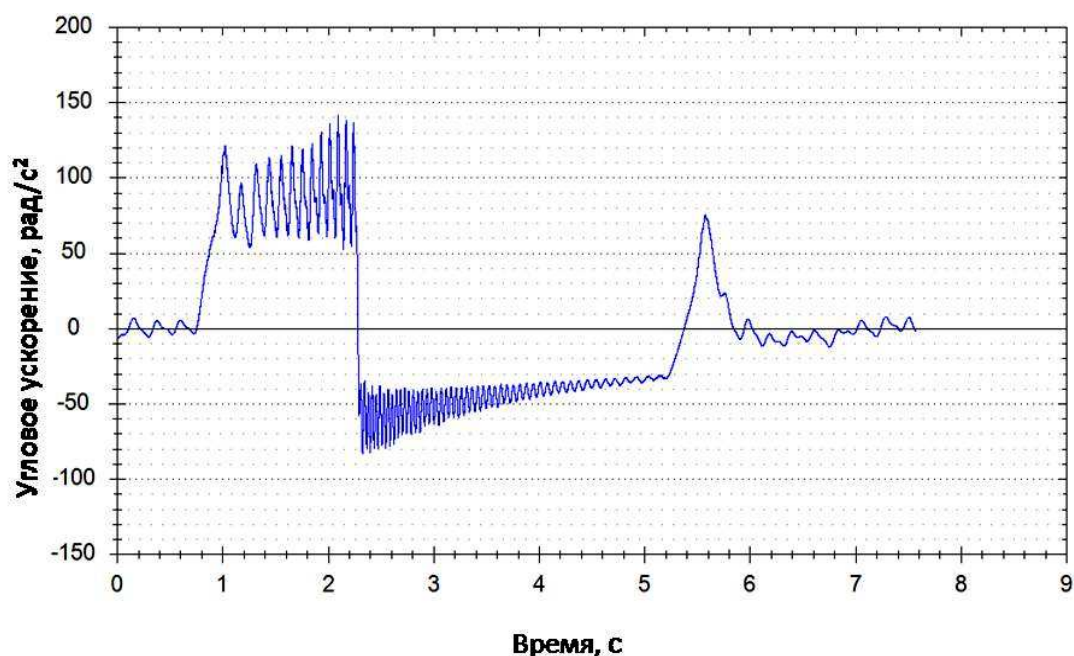


Рис. 3. Изменение углового ускорения коленчатого вала при свободном разгоне двигателя ЯМЗ-238 с неисправными системами регулирования частоты вращения и управления подачей топлива

Литература:

1. Басаргин В.Д. Разработка методологии исследования и технического обеспечения для анализа и улучшения работы дизеля на неустановившихся режимах: автореф. дисс. ... д-ра техн. наук: 05.04.02. Хабаровск, 2000. 37 с.

2. Кочергин В.И., Глушков С.П. Контроль технического состояния систем автоматического регулирования // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, машиноведение. 2016. Т. 18. № 3. С. 107–118.

3. Кочергин В.И. Исследование оптимальной периодичности контроля технического состояния регуляторов частоты вращения // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2017. № 4. С. 7–15.

4. Bueno A.V., Velásquez J.A., Milanez L.F. Internal Combustion Engine Indicating Measurements // Applied Measurement Systems. 2012. February. P. 23–44.

5. Changwei J, Shuofeng W. Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark ignition gasoline engine at lean conditions // International Journal of Hydrogen Energy. 2009. № 34. P. 7823–7834.

6. Глушков С.П., Косенко Д.Ю., Кочергин В.И., Красников В.В. Влияние кинетики горения топлива на параметры неравномерности вращения судовых энергетических установок // Морские интеллектуальные технологии. 2017. № 2. С. 35–41.

7. Глушков С.П., Кочергин В.И., Красников В.В. Влияние использования альтернативных видов топлива на характеристики рабочих процессов ДВС // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2018. № 1. С. 24–32.

8. Глушков С.С., Глушков С.П., Савельев А.В., Ярославцева А.С. Динамические характеристики ДВС // Сибирский научный вестник. 2007. № X. С. 164–167.

9. Глушков С.П., Коновалов В.В. Идентификация изменения технического состояния транспортного подвижного состава // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. 2014. № 3. С. 139–147.

10. Кочергин В.И., Кутень И.А. Оценка технического состояния систем автоматического регулирования частоты вращения // Политранспортные системы. Материалы IX Междунар. науч.-техн. конф. Новосибирск: Издательство СГУПС, 2017. С. 448–451.

11. Алехин А.С., Кочергин В.И., Манаков А.Л. Использование внутрицикловых параметров вращения коленчатого вала для оценки технического состояния двигателей внутреннего сгорания // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. 2013. № 1. С. 178–182.

12. Алехин, А. С. Оценка технического состояния судовых двигателей внутреннего сгорания по неравномерности вращения коленчатого вала: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.08.05. Новосибирск, 2017. 20 с.

Control of technical condition of frequency adjusters of rotation in field environment

Kochergin V.I.^a, Kuten I.A.^b

Siberian Transport University, 191 D. Kovalchuk st., Novosibirsk, 630049, Russian Federation

^a vkplus2011yandex.ru, ^b kraz0893@mail.ru

Keywords: rotation frequency adjuster, transition process, angular acceleration, technical diagnosing

In article need of diagnosing in use of technical condition of systems of automatic regulation of rotating speed of internal combustion engines is proved. The main groups of the malfunctions inherent in rotation frequency adjusters are brought, the relevance of control of technical condition of these systems and for the metalworking equipment is shown. As diagnostic parameter it is offered to use the angular acceleration of the crankshaft of the engine registered in the course of free dispersal of the engine. Registration of changes of angular speed and angular acceleration in the set and unsteady modes of behavior of power stations was made by means of the diagnostic complex developed for these purposes. The main results of the pilot studies confirming dependence of parameters of transition processes on technical condition of the regulator and the fuel equipment are described.

К вопросу о проектировании агрегатов для перемешивания дискретных сред

Лобанов Д.В.^{1,a}, Лобанова А.Н.¹, Попов Е.В.¹, Белов В.В.¹, Мальцев Э.А.¹

¹Братский государственный Университет, ул. Макаренко 40, Братск, 665709 Россия

^ad_lobanov@mail.ru

Ключевые слова: мощность, смесительный агрегат, дискретная среда, процессы перемешивания, моделирование, проектирование.

Выбор смесительного агрегата и способа перемешивания в основном обусловлены двумя факторами – физико-механическими свойствами перемешиваемых веществ и конечной целью смесительной операции. В химической отрасли применяются три основных способа смешивания компонентов – пневматический, механический и способ псевдооживления. Помимо этих способов, смесительный процесс иногда реализуется в специальных трубопроводах – посредством высокотурбулентных потоков из насосов и сопел. Однако самым распространенным является механическое перемешивание материалов. Смесительные агрегаты реализуют процесс через передачу механической энергии от внешнего возбудителя к смешиваемой среде. Механическая энергия может вводиться в смешиваемую среду самыми разнообразными методами, кинематические и конструктивные особенности агрегатов определяются физико-химическими свойствами смешиваемых компонентов. Наиболее распространенными по типу перемешиваемых сред являются дискретные смеси. В статье рассматриваются проверенные на практике методы проектирования агрегатов для перемешивания дискретных сред.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках инициативного научного проекта РФФИ «Совершенствование процессов, конструкций и технологии агрегатов для перемешивания многокомпонентных сред», проект № 18-48-310001.

Введение. Перемешивание разнородных материалов производится в агрегатах, подразделяющихся по принципу смешивания на два вида: гравитационные (свободное смешивание) и механические (принудительный процесс). Широкое разнообразие физических свойств перемешиваемых материалов, используемых в различных отраслях промышленности, привело к появлению множества конструкций смесительных агрегатов, каждая из которых обладает своими технологическими особенностями. В свою очередь, разнообразие моделей смесительных агрегатов обусловило появление разнородных методик расчета базовых геометрических и кинематических параметров смесителей, а также форм и конструкций подвижных частей агрегатов. Логично, что подобные факторы значительно усложнили технологический и математический анализ этих систем [1-20].

Теоретические предпосылки. В качестве общей методики расчета гравитационных смесителей можно выделить следующее.

Геометрический объем барабана V_6 принимается в 2–3 раза больше объема загрузки V .

Критическое число оборотов ω барабана определяется из уравнения равновесия частицы материала, лежащей на поверхности лопасти, по формуле:

$$\omega \approx \sqrt{\frac{g(\sin \alpha - \mu \cos \alpha)}{R}}, \quad (1)$$

где R – радиус барабана;

μ – коэффициент трения смеси о материал лопасти;

α – угол наклона лопасти к горизонту.

Также имеют место эмпирические формулы [1-9]:

$$\omega \approx (150...200)\sqrt{\frac{d^*}{R}}; \omega \approx \sqrt{\frac{2}{R}}, \quad (2)$$

где d^* – среднеквадратичный диаметр частиц смешиваемых компонентов.

При расчете мощности привода вращения цилиндрического (конического) барабана, используется формула:

$$N = V\rho g R_{ц} \omega, \quad (3)$$

где $R_{ц}$ – расстояние от оси вращения до положения центра тяжести смеси в барабане при его вращении;

ρ – плотность смеси.

Полезная мощность привода вращения тетраэдрического барабана:

$$N = \frac{a^4 \rho \omega \sin \varphi}{6}, \quad (4)$$

где a – сторона тетраэдра;

φ – угол естественного откоса смешиваемого материала.

Широкое разнообразие конструкций механических агрегатов принудительного действия затрудняет обобщение проектировочной методики. По принципам конвективного перемешивания оборудование можно классифицировать тремя группами: машины с вертикальной осью корпуса (чашечные и роторные), с горизонтальной осью бункера (с одним валом, двухваловые, корытообразной конструкции) и планетарного класса (с усложненным пространственным движением мешалок). По геометрической форме мешалок – на лопастные и винтовые (шнековые, ленточные, червячные, спиральные и комбинированные).

Принудительные агрегаты отличаются большим разнообразием рекомендаций в выборе базисных геометрических и кинематических параметров, расположения крыльев лопастей, форме крыльев и т.п. Рекомендации определяются установленными отраслевыми традициями, а также компаниями-изготовителями.

С аналитической точки зрения, наибольший интерес представляют методы определения мощности, потребляемой процессом смешивания.

Роторные (чашечные) агрегаты.

Бетономешалки лопастные [1-9]:

$$N = k \sum FR\omega, \quad (5)$$

где F – фронтальная площадь крыла лопасти;

R – необходимый радиус установки крыла;

ω – угловая скорость крыла лопасти;

k – коэффициент сопротивления смеси вращению

Лопастные агрегаты для смешивания сыпучих материалов [1-9]:

$$N = kc\rho\omega^{1,2}L(b\sin\alpha)^{0,82}H^{1,04}; N = kc\rho\omega^{2,56}L^{3,5}(b\sin\alpha)^{0,68}H^{0,74}S^{0,19},$$

где c – индекс для учета степени усадки материалов;
 b и L – соответственно, значения высоты и ширины крыла лопасти;
 H – высота (толщина) слоя сыпучих материалов;
 S – зазор, измеряемый между стенкой и крылом лопасти;
 k – коэффициент.

Центробежный агрегат для сыпучих веществ, со смешивающим модулем в виде конуса с лопастями [1-9]:

$$N = 1,25kc_*\rho\omega^{1,67}Rb^{0,6}H,$$

где c^* – коэффициент формы лопасти.

Аналитический расчет мощности подобных смесителей для порошковых материалов вызывает значительные трудности. Работы, выполненные в УкрНИИПластмасс [1-9], с применением теории моделирования, предлагают определять мощность N типовых геометрически подобных установок по формуле:

$$N = N_m C_l^{3,5}, \quad (6)$$

где N_m – мощность, потребляемая процессом смешивания на модели;
 C_l – константа геометрического подобия.

Агрегаты корытообразной конструкции.

Лопастные двухвальные устройства [1-9]:

$$N = 0,015vm; \quad N = 0,035m \quad \text{при} \quad m \leq 1400 \text{ кг};$$

$$N = \frac{v}{2,3}(2,9 + 0,017m); \quad N = 30 + 0,018m \quad \text{при} \quad m > 1400 \text{ кг};$$

$$N = 0,0074kz\omega R^3 [\rho R(0,455 + 0,014\omega^2 R) + 2,744\tau];$$

$$N = 9,5(2R)^{4,56} \omega^{2,78} \left(\frac{\rho}{g}\right)^{0,78} z\mu^{0,22}; \quad N = c \frac{\rho}{g} \times \frac{\omega^3 (R^4 - r^4)}{410};$$

$$N = 1,05\omega z b \rho \sin \alpha (1 + f \operatorname{ctg} \alpha) [(R^3 - r^3)(0,09 f R \omega^2 - 0,24) + 0,86 f (R^2 - r^2)],$$

где m и v – масса смеси и окружная скорость конечной точки крыла лопасти;

z – количество лопастей;

R и r – соответственно, радиусы лопасти в конечной и исходной точке замера;

ω – количество оборотов лопастного вала;

ρ, τ, μ – соответственно, плотность, напряжение сдвига по касательной и динамическая вязкость смеси;

f – коэффициент трения смеси о металл;

b – ширина лопастного крыла;

α – угол установки крыла лопасти;

k – коэффициент наполнения корпуса агрегата смесью;

c – коэффициент.

Червячно-лопастные агрегаты – это универсальные смесительные машины, способные перемешивать и сухие вещества, и материалы с повышенной вязкостью.

Спирально-винтовые машины являются разновидностью червячно-лопастных конструкций. Мощность для такого оборудования вычисляется по формуле:

$$N = k \frac{Q}{367} L, \quad (7)$$

где Q – показатель производительности агрегата;

L – длина;

k – коэффициент.

Смесители, в которых роторные лопасти занимают не менее 60% внутреннего объема камеры, классифицируются как роторные агрегаты. Эти машины используются для перемешивания резиновых смесей и пластических масс с наполнителями. В основу вывода уравнения для определения мощности привода положен степенной закон течения жидкости в кольцевом зазоре:

$$\tau = k\dot{\gamma}^n, \quad (8)$$

где $\tau, \dot{\gamma}, k, n$ – соответственно, напряжение и скорость сдвига, реологические константы.

Мощность определяется через формулу:

$$N = 4\mu u^2 \frac{L}{h}; \quad N = k\dot{\gamma}^{n+1}V,$$

где μ – коэффициент динамической вязкости;

u – скорость ротора-лопасти;

L – ширина ротора;

h – клиренс между стенкой смесительной камеры и кромкой ротора;

V – объем перемешиваемого материала.

Агрегаты червячного типа также используются при переработке пластических и резиновых материалов. Мощность двухчервячного оборудования рассчитывается по формуле:

$$N = \frac{\mu v^2 F}{a}, \quad (9)$$

где v – относительная скорость между соседними рабочими поверхностями;

F – площадь рабочих поверхностей (поверхность сдвига);

a – расстояние между соседними рабочими поверхностями.

Также мощность определяют по эмпирической формуле:

$$N = 0,035D^2 \omega, \quad (10)$$

где D – наружный диаметр червяка;

ω – угловая скорость червяка.

Большинство авторов для определения времени смешивания используют формулу:

$$V = V_0 e^{-\alpha t}, \quad (11)$$

где V, V_0 – соответственно, коэффициенты вариации в конце процесса смешивания и в начале по истечении незначительного времени;

α – коэффициент скорости смешивания;

t – время перемешивания.

Основные выводы. Представленная аналитика смесительных процессов, методик моделирования и проектирования смесительного оборудования обнаруживает огромное многообразие решений, подходов и теоретических инструментов, характерных и традиционных для того либо иного отраслевого промышленного сегмента.

Геометрические и кинематические параметры, форма перемешивающего устройства должны обеспечить создание развитых гидродинамических потоков для получения заданной производительности и качества продукции. При этом смеситель должен иметь высокие технико-экономические показатели, соответствующие лучшим мировым стандартам.

Использование математических моделей при изучении смесительных процессов позволяет более углубленно анализировать кинетику процесса и устанавливать коэффициенты смешивания посредством прямых измерений. Такие подходы закономерно повышают качество проектирования смесительных агрегатов.

Методические подходы вычисления мощности смесительных машин можно разделить на три группы:

- 1) вычисления по формулам, полученным на основе принципов теории подобия и анализа размерностей;
- 2) вычисления по формулам, основанным на полуаналитических и логических соображениях о сопротивлениях вращению перемешивающего устройства, возникающих в процессе перемешивания смеси, подтверждаемых опытами;
- 3) расчет по эмпирическим зависимостям, полученным на основе опыта проектирования и эксплуатации смесительных машин, путем статистической обработки реальных данных.

Первые два способа нашли широкое применение при смешивании сплошных сред, последний – при перемешивании дискретных сред, где применение дифференциальных уравнений механики сплошных сред не дают удовлетворительного результата.

Открытым остается вопрос определения времени перемешивания. В практике производства смесительных машин этот вопрос решается методом последовательных приближений к требованиям технического задания путем изменения геометрии и формы смесительного агрегата, а также кинематических параметров [10-20].

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках инициативного научного проекта РФФИ «Совершенствование процессов, конструкций и технологии агрегатов для перемешивания многокомпонентных сред», проект № 18-48-310001.

Литература:

1. Серебренников А.А. Рабочие процессы и методы проектирования смесительных машин с эксцентриковыми уравновешенными вибровозбудителями. Дис. д-ра. техн. наук. - Тюмень, 2001. - 353 с.
2. Кучинский В.Н., Серебренников А.А. Использование теории подобия при моделировании процессов смешивания // В сборнике: Проблемы адаптации техники к суровым условиям. Доклады международной научно-практической конференции. Тюмень, 1999. С. 131-132.
3. Серебренников А.А. Методы математического моделирования процессов смешивания // В сборнике: Проблемы адаптации техники к суровым условиям. Доклады международной научно-практической конференции. Тюмень, 1999. С. 214-218.
4. Серебренников А.А. Патентный анализ вибрационных смесителей // В сборнике: Проблемы адаптации техники к суровым условиям. Доклады международной научно-практической конференции. Тюмень, 1999. С. 218-222.
5. Серебренников А.А., Кучинский В.Н., Звягин В.В., Белов Л.К., Звягин В.В. Интенсификация процесса смешивания в гравитационном смесителе // Строительные и дорожные машины. 2000. № 12. С. 34-35.
6. Серебренников А.А. К вопросу уравновешивания эксцентриковых вибровозбудителей // В сборнике: Транспортный комплекс - 2002. Материалы научно-практического семинара Международной выставки - ярмарки "Город-2002", "АЗС комплекс -2002", "Автосалон-2002". Тюмень, 2002. С. 189-192.
7. Серебренников А.А. Уравновешенные эксцентриковые возбудители для вибросмесителей // В сборнике: Строительные и дорожные машины сборник научных трудов. Под редакцией: А.В. Лещинского. Хабаровск, 2002. С. 103-108.

8. Серебренников А.А., Ляпоров Д.С. Анализ конструктивной эволюции смесителей // В сборнике: Нефть и газ. Новые технологии в системах транспорта. Материалы региональной научно-практической конференции. Ответственный редактор Ш.М. Мерданов. 2004. С. 79-84.
9. Серебренников А.А. Гравитационный смеситель со встроенным вибровозбудителем // В сборнике: Интерстроймех-2005 Труды международной научно-технической конференции: сборник статей. Тюменский государственный нефтегазовый университет. 2005. С. 99-102.
10. Ефремов И.М., Лобанов Д.В. Новые роторные смесители с различными системами вибровозбуждения // Строительные и дорожные машины. 2008. № 9. С. 7-9.
11. Ефремов И.М., Лобанов Д.В. Вибробетоносмесители: путь длиной в 70 лет // Строительные и дорожные машины. 2009. № 10. С. 15-19.
12. Ефремов И.М., Лобанов Д.В., Фигура К.Н. Современные технологии интенсификации процессов перемешивания бетонных смесей // Строительные и дорожные машины. 2011. № 1. С. 37-41.
13. Ефремов И.М., Лобанов Д.В., Фигура К.Н. Механическая активация бетонных смесей при интенсификации процессов перемешивания // Механизация строительства. 2011. № 2. С. 6-8.
14. Лобанов Д.В., Ефремов И.М. Моделирование процесса виброперемешивания бетонных смесей в смесителе с вибратором сильфонного типа // Вестник машиностроения. 2012. № 1. С. 21-25.
15. Ефремов И.М., Лобанов Д.В. Исследование процесса перемешивания в роторно-вибрационном смесителе // Механизация строительства. 2012. № 7. С. 40-43.
16. Ефремов И.М., Лобанов Д.В. Новый экспериментальный роторно-вибрационный смеситель // Строительные и дорожные машины. 2011. № 9. С. 16-19.
17. Малахов К.В., Лобанов Д.В. Вибрационный смеситель гравитационного типа // Строительные и дорожные машины. 2013. № 7. С. 33-36.
18. Лобанов Д.В. Совершенствование конструкции агрегата и процесса вибрационного перемешивания бетонной смеси: автореф. дис. канд. техн. наук. Братск, 2012. 19 с.
19. Фигура К.Н. Обоснование конструктивных параметров и режимов работы смесительных агрегатов с внутренними виброактиваторами: автореф. дис. канд. техн. наук. Братск, 2013. 23 с.
20. Фигура К.Н. Выбор оптимальных геометрических параметров и режимов вибрации для бетоносмесителей с оболочечными виброактиваторами // В сборнике: Актуальные проблемы науки и образования: прошлое, настоящее, будущее сборник научных трудов по материалам Международной заочной научно-практической конференции: в 7 частях. 2012. С. 113-115.

Description of the designing aggregates of mixing discrete mixtures

Lobanov D.V.^{1,a}, Lobanova A.N.¹, Popov E.V.¹, Belov V.V.¹, E.A. Maltsev¹

¹Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, 665709, Russian Federation

^ad_lobanov@mail.ru

Keywords: power, mixing aggregate, discrete environment, processes of mixing, modeling, design.

The choice of the mixing unit and the mixing method is mainly due to two factors – the physical and mechanical properties of the mixed substances and the final purpose of the mixing operation. The chemical industry uses three main methods of mixing components-pneumatic, mechanical and fluidization. In addition to these methods, the mixing process is sometimes carried out in special pipelines – through high turbulent flows from pumps and nozzles. However, the most common is mechanical mixing of materials. Mixing units realize the process through the transfer of mechanical energy from the external agent to the medium to be mixed. Mechanical energy can be introduced into the mixed medium by a variety of methods, kinematic and structural features of the units are determined by the physico-chemical properties of the mixed components. The most common type of mixing media is discrete mixture. The article deals with proven methods of designing aggregates for mixing discrete media.

The reported study was funded by the financial support of RFBR within the framework of the initiative research project of RFBR "Improvement of processes, structures and technologies for mixing multi-component mixtures", project № 18-48-310001.

Экспериментальный стенд для резания образцов горных пород

Чебан А.Ю.^a, Секисов Г.В.^b

Институт горного дела Дальневосточного отделения РАН, ул. Тургенева 51, Хабаровск, Россия

^a chebanay@mail.ru, ^b adm@igd.khv.ru

Ключевые слова: рабочий орган, резец, гидроцилиндр, тензометрические тяги, нагрузки.

Горные породы, разрабатываемые карьерными комбайнами, значительно отличаются друг от друга по своим физико-механическим характеристикам и по характеру взаимодействия с рабочими органами данных машин. На производительность карьерного комбайна и фракционный состав получаемой горной массы значительное влияние оказывает схема расстановки резцов на рабочем органе, которая зависит от физико-механических характеристик разрушаемой горной породы, типа резцов и геометрического размера рабочего органа, глубины отрываемой траншеи. Для обеспечения рациональной расстановки резцов и обеспечения эффективного режима фрезерования породы необходимо знать геометрические параметры стружки, получаемой при резании конкретной породы резцом, а также сопротивления, которые при этом возникают. Авторами предлагается конструкция экспериментального стенда для моделирования взаимодействия резцов рабочего органа карьерного комбайна с образцами различных горных пород с целью определения размеров вырезаемой стружки и усилий, возникающих на режущем инструменте. Экспериментальный стенд включает раму, тележку, резец с тензометрической подвеской, гидроцилиндры привода резца и тележки, пульт управления, регистрирующую аппаратуру и другие элементы. Конструкция тензометрической подвески резца стенда позволяет определять как касательную, так и нормальную составляющую сопротивления резания горной породы. Стенд обеспечивает возможность проведения нескольких резов на одном образце горной породы.

Введение. Карьерные комбайны применяются при разработке месторождений каменного угля, бокситов, горючих сланцев, кимберлитов, известняков, мергелей и других полезных ископаемых [1-6]. Данные горные породы значительно отличаются друг от друга по своим физико-механическим характеристикам и по характеру взаимодействия с исполнительными органами карьерных комбайнов. Схема расстановки резцов на рабочем органе карьерного комбайна зависит от физико-механических характеристик разрушаемой горной породы, типа резцов и геометрического размера рабочего органа, глубины отрываемой траншеи, а также от желаемого размера получаемых при разрушении массива фракций горной массы [7-9]. Для обеспечения рациональной расстановки резцов и обеспечения эффективного режима фрезерования породы необходимо знать геометрические параметры стружки, получаемой при резании конкретной породы резцом, а также сопротивления, которые при этом возникают [10-12].

Результаты исследований. Авторами разработана конструкция экспериментального стенда для моделирования взаимодействия резцов рабочего органа карьерного комбайна с образцами различных горных пород. Экспериментальный стенд включает раму 1 с направляющими, по которым на роликах 2 посредством гидроцилиндра 3 перемещается тележка 4 (рис.1), на которой устанавливается образец горной породы 5 в виде

параллелепипеда с отфрезерованной гранью с радиусом R эмитирующей забой исполнительного органа карьерного комбайна. Образец горной породы 5 фиксируется планками 6. Резец 7 устанавливается на подвеске 8, включающей одну пару горизонтальных 9 и две пары вертикальных 10 тензометрических тяг. Тензометрические тяги подвески шарнирно крепятся к кронштейну 11, имеющему возможность поворота с помощью гидроцилиндра 12. Управление гидроцилиндрами 3 и 12 стенда производится посредством автономной насосной станции 13 и пульта управления 14. Угол поворота тензометрической подвески и резца фиксируется датчиком поворота, а расстояние перемещения образца контролируется датчиком линейного перемещения. Экспериментальный стенд оборудован защитным кожухом 15 и установлен на станине. Регистрирующая аппаратура включает усилитель 16, аналогово-цифровой преобразователь 17 и персональный компьютер 18 с программным обеспечением.

Перед проведением экспериментального реза породы осуществляется тарировка тензометрической подвески внешней нагрузкой. Величина внешней нагрузки, создаваемой с помощью талрепа, контролируется с помощью динамометра. Тарировка подвески проводится четырьмя последовательно возрастающими нагрузками, в результате чего на цифровой осциллограмме, записываемой с помощью электронного регистрирующего оборудования, получается четыре точки для каждой из нагружаемых тензометрических тяг. Характеристика возрастания электрического сигнала, возникающего в тензометрических тягах, линейная, прямо пропорциональная росту внешней нагрузки.

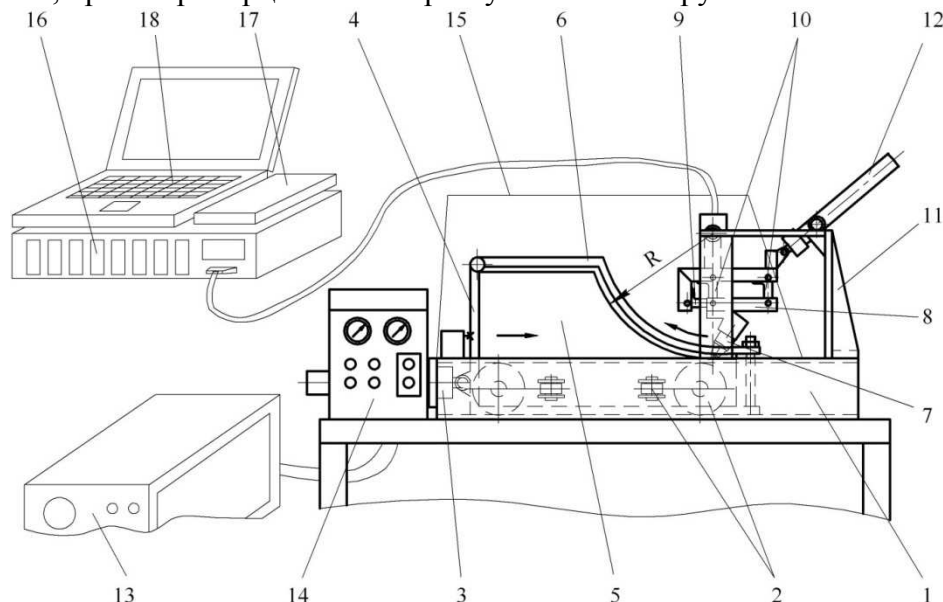


Рис.1. Схема экспериментального стенда для резания горных пород

Перед проведением эксперимента производится подготовка образца горной породы 5, сторонней организации, занимающейся обработкой камня, куску горной породы путем опилования сторон придается форма параллелепипеда, затем фрезеруется грань в виде образующей цилиндра с радиусом R (рис.1). Образец фиксируется двумя планками 6 с резиновыми элементами, после чего к раме 1 крепится кронштейн 11 с резцом и тензометрической подвеской. Включается в работу автономная насосная станция 13 и с помощью гидроцилиндра 3 тележка 4 с образцом 5 подводится нижней частью предварительно отфрезерованной грани с радиусом R к резцу 7. Включается и настраивается регистрирующая аппаратура 16-18.

С пульта управления 14 подается сигнал на выдвижение штоков гидроцилиндров 12 и 3. В результате выдвижения штока гидроцилиндра 12 резец 7 вместе с подвеской 8 и кронштейном 11 начинает поворачиваться снизу-вверх, одновременно при выдвижении штока гидроцилиндра 3 тележка 4 с образцом горной породы надвигаются навстречу поворачивающемуся резцу 7, в результате чего начинается «восходящее» резание породы

образца. Поворот резца 7 гидроцилиндром 12 происходит до выхода его на горизонтальную поверхность образца 5. Поскольку на реальном исполнительном органе резцы расставлены по определенной схеме со смещением друг относительно друга, то внедрение очередного резца в породный массив происходит на определенном расстоянии. В связи с тем, что конструкция экспериментального стенда не обеспечивает возможности непрерывного последовательного разрушения образца горной породы несколькими резцами, после проведения первого реза гидроцилиндры 3 и 12 возвращаются в исходное положение. При этом планки 6 ослабляются, и образец горной породы 7 смещается в поперечном направлении на расстояние, равное шагу установки резцов на рабочем органе комбайна. После чего образец снова фиксируется и проводится новый рез, согласно ранее приведенной последовательности действий. Таким образом, на одном образце в зависимости от шага расстановки резцов можно проводить от 3 до 5 резов, при этом первый рез выполняется заблокированным, а остальные резы полублокированным способом.

При резании образца породы на тензометрические тяги подвески действуют сжимающие или растягивающие силы. Запись усилий, возникающих в тензометрических тягах, ведется с помощью регистрирующей аппаратуры и фиксируется в виде графиков, отражающих величину усилия в каждой из тяг, также записывается информация о перемещении резца и образца горной породы поступающая от датчика поворота и датчика линейного перемещения. Благодаря конструкции подвески 8 резца 7 имеется возможность определять не только касательную составляющую сопротивления резанию, величину которой необходимо знать для определения потребного крутящего момента, прилагаемого к исполнительному органу карьерного комбайна, но и нормальную составляющую сопротивления резания. Данные по величине нормальной составляющей сопротивления резанию позволят уточнить схему сил, действующих на рабочий орган и для последующего тягового расчета карьерного комбайна.

Выводы. Предлагаемый экспериментальный стенд для резания горных пород позволяет выявлять не только геометрические параметры скола, получаемого при прохождении резца, но и определять численные значения сопротивления резанию породы резцом. Стенд обеспечивает возможность проведения нескольких резов на одном образце горной породы. Данные по результатам резания различных горных пород, полученные на стенде, возможно применить для обоснования рациональной расстановки резцов применительно к породам конкретного месторождения.

Литература:

1. Чебан А.Ю. Применение фрезерных комбайнов в строительстве и на добыче строительных материалов // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2012. №3. С. 105-108.
2. Пихлер М., Панкевич Ю.Б. Комбайны Wirtgen Surfase Miner на открытых горных работах: история развития, масштабы применения и перспективы расширения // Горная промышленность. 2009. №2. С. 54-57.
3. Чебан А.Ю. Выемочная техника, задействованная на угольных разрезах в южной части Дальневосточного региона // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2013. №3 (30). С. 081-084.
4. Маттис А.Р., Васильев Е.И., Зайцев Г.Д. Перспективная техника для безвзрывной выемки пород из массива // Горный журнал. 1998. №1. С. 35-37.
5. Чебан А.Ю. К вопросу об определении производительности карьерных комбайнов в различных условиях эксплуатации // Системы. Методы. Технологии. 2014. №3. С. 145-148.
6. Пихлер М., Панкевич Ю.Б., Леу С.П. Комбайны Wirtgen Surfase Miner на разработке месторождений фосфоритов в Республике Узбекистан // Горная промышленность. 2009. №1. С. 13-15.
7. Чебан А.Ю. Классификация конструкций карьерных комбайнов // Недропользование XXI век. 2015. №5 (55). С. 64-69.
8. Vibratory Bucket butts through hard rock // World Construction. 1987. V. 102.

9. Хорешок А.А., Маметьев Л.Е., Борисов А.Ю., Мухортиков С.Г., Воробьев А.В. Разработка реверсивных коронок для проходческих комбайнов с дисковым инструментом на сменных трехгранных призмах // Горное оборудование и электромеханика. 2013. №9. С. 40-43.

10. Чебан А.Ю. Экспериментальные исследования процесса разрушения породы резцами фрезерного рабочего органа // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2012. №1. С. 125-128.

11. Ицков Я.Ю., Юдин С.В., Леоненко А.Н., Майнагашев А.С., Пихлер М., Панкевич Ю.Б. Применение карьерного комбайна Wirtgen 2200 SM при разработке Восточно-Бейского каменноугольного месторождения // Горная промышленность. 2002. №2. С. 43-45.

12. Чебан А.Ю. Селективная разработка Эльгинского угольного месторождения с применением выемочно-сортировочного комплекса // Известия Тульского государственного университета. Науки о Земле. 2017. № 4. С. 247-254.

Experimental bench for cutting rock samples

Cheban A.Yu.^a, Sekisov G.V.^b

Mining Institute the Far Eastern branch of the Russian Academy of Sciences, 51 Turgenev st., Khabarovsk, 680000, Russian Federation

^a chebanay@mail.ru, ^b adm@igd.khv.ru

Keywords: working element, cutter, hydraulic cylinder, tensometric drafts, loads.

The rocks developed by quarry combines differ significantly in their physico-mechanical characteristics and in the nature of their interaction with the working organs of these machines. The productivity of a mining combine and the fractional composition of the resulting rock mass is significantly influenced by the arrangement of the incisors on the working organ, which depends on the physical and mechanical characteristics of the rock being destroyed, the type of incisors and the geometric size of the working organ, and the depth of the trench being separated. To ensure a rational arrangement of the cutters and to ensure an effective mode of milling the rock, it is necessary to know the geometric parameters of the chips obtained when cutting a particular rock with a chisel, as well as the resistances that arise in this case. The authors suggest the design of an experimental stand for modeling the interaction of the cutters of a working organ of a mining combine with samples of various rocks in order to determine the dimensions of the cuttings and the forces arising on the cutting tool. The experimental stand includes a frame, a cart, a strain gauge with tensometric suspension, hydraulic cylinders for driving the cutter and trolley, a control panel, recording equipment and other elements. The design of the tensometric suspension of the tool cutter allows to determine both the tangential and normal component of the rock cutting resistance. The stand provides the possibility of carrying out several cuts on one sample of the rock.

Расчет технической и эксплуатационной производительности карьерных комбайнов

Чебан А.Ю.^a, Секисов Г.В.^b

Институт горного дела Дальневосточного отделения РАН, ул. Тургенева 51, Хабаровск, Россия

^a chebanay@mail.ru, ^b adm@igd.khv.ru

Ключевые слова: горные породы, рабочий орган, транспортеры, мощность.

На сложноструктурных месторождениях комбайн последовательно разрабатывает несколько типов горных пород, которые зачастую имеют различные прочностные свойства, следовательно, производительность машины будет периодически изменяться в сторону увеличения и уменьшения. Оценить возможную производительность выемочной машины при работе с конкретной горной породой можно из ее физико-механических свойств, через которые аналитическим путем определяются удельные энергетические показатели разрушения породы. В статье приводится алгоритм определения технической производительности комбайна с учетом баланса мощности двигателя и потребителей энергии в виде фрезерного рабочего органа, транспортеров горной массы и приводов перемещения машины по карьере. Предлагаемая методика по определению производительности выемочной техники непрерывного действия позволит эксплуатирующим организациям более рационально и обоснованно подходить к выбору модели карьерного комбайна.

Введение. По техническим характеристикам, предоставляемым производителями горного оборудования, не всегда можно судить о производительности карьерного комбайна в конкретных горно-геологических условиях, в зависимости от которых производительность комбайна при одной и той же потребляемой мощности может изменяться в несколько раз [1-4]. В тоже время эксплуатирующим организациям при выборе оборудования необходимо с определенной точностью знать возможную производительность машины при ее работе в конкретных условиях для более эффективного вложения средств, при выборе из предоставляемого производителями типоразмерного ряда машин.

Особенно это важно при разработке сложноструктурных месторождений полезных ископаемых, на которых карьерные комбайны весьма эффективно используются при селективной выемке горных пород [5-10]. На сложноструктурных месторождениях комбайн разрабатывает несколько типов горных пород, которые могут значительно отличаться друг от друга прочностными свойствами, следовательно, производительность машины будет периодически изменяться в сторону увеличения и уменьшения. Карьерный комбайн в послойно-полосовой технологии является головной машиной, работающей в комплексе с автосамосвалами, погрузчиками, бульдозерами и другим горным оборудованием, а с изменением производительности карьерного комбайна необходимое количество автосамосвалов и других машин будет изменяться [11-12]. Следовательно, для рационального формирования парка машин важно знать производительность головной машины комплекта.

Результаты исследований. Оценить возможную техническую производительность выемочной машины при работе с конкретной горной породой можно из ее физико-механических свойств, через которые аналитическим путем определяются удельные энергетические показатели разрушения породы [13-14]. К таким физико-механическим

свойствам можно отнести сопротивление породы на сжатие $\sigma_{сж}$, сопротивление породы на растяжение σ_p , сопротивление породы на срез $\sigma_{ср}$, объемную массу горной породы ρ и некоторые другие. Получить эти данные не представляет сложности, поскольку перед освоением месторождения проводится анализ физико-механических свойств пород слагающих месторождение.

Техническую производительность карьерного комбайна целесообразно определять из баланса мощности двигателя. В процессе работы потребная мощность двигателя $N_{дв}$ комбайна складывается из мощностей, затрачиваемых на привод рабочего органа N_p и транспортеров N_{mp} , а также на перемещение комбайна N_n , эти слагаемые можно выразить через производительность комбайна. Баланс мощности при работе карьерного комбайна равен:

$$N_{дв} = N_p + N_{mp} + N_n. \quad (1)$$

При расчете составляющих мощности сделаем ряд допущений, которые позволят упростить расчет ориентировочной технической производительности комбайна. Во-первых, мощность на разгон грунта рабочим органом примем равной нулю. Во-вторых, вектор результирующей сопротивлений, возникающих на рабочем органе, действует в горизонтальном направлении; при разработке породы к рабочему органу подводится номинальный крутящий момент. В третьих, силы, действующие на рабочий орган, не вызывают изменения силы тяжести комбайна на забой.

Мощность, потребляемая рабочим органом карьерного комбайна, складывается из затрат на фрезерование и подъем породы:

$$N_p = \frac{\Pi}{\eta_p} \left[E_p + \rho g \left(D_p - \frac{h_{mp}}{2} \right) \right], \quad (2)$$

где: Π - техническая производительность карьерного комбайна, м³/ч; η_p - коэффициент полезного действия привода фрезерного рабочего органа комбайна; E_p - удельная энергоемкость разрушения породы при фрезеровании, МДж/м³; g - ускорение свободного падения, м/с²; D_p - диаметр рабочего органа, м; h_{mp} - глубина траншеи, м.

Мощность на привод транспортеров комбайна, складывается из затрат на подъем, горизонтальное перемещение и разгон породы, а также на поступательное и вращательное движение элементов транспортеров:

$$N_{mp} = \Pi \sum_i \left[\frac{\rho k_{\sigma i}}{\eta_{mpi}} (g h_i + g k_{ni} l_i + v_i^2) + \frac{2 l_i k_{\sigma i} k_{ni}}{F_i \eta_{mpi}} (g_{mi} + g_{pi}) \right], \quad (3)$$

где: i - число транспортеров карьерного комбайна; $k_{\sigma i}$ - коэффициент, учитывающий затраты мощности на перегибы тягового органа, вращение концевых барабанов и звездочек i -го транспортера; η_{mpi} - коэффициент полезного действия привода i -го транспортера; h_i - высота подъема породы i -м транспортером, м; k_{ni} - приведенный коэффициент сопротивления перемещению тягового органа на роликах i -го транспортера; l_i - длина пути перемещения породы по горизонтали на i -м транспортере, м; v_i - скорость перемещения тягового органа i -го транспортера, м/с; F_i - площадь поперечного сечения породы на тяговом органе i -го транспортера, м²; g_{mi} и g_{pi} - удельные погонные силы тяжести тягового органа и роликов i -го транспортера, Н/м.

С уменьшением производительности карьерного комбайна количество перемещаемой горной массы сократится, и скорость перемещения v_i тяговых органов транспортеров может быть уменьшена.

Мощность, потребляемая приводом передвижения, складывается из затрат на качение комбайна по поверхности рабочей площадки, преодоление уклона и горизонтальной составляющей результирующей сопротивлений возникающих на рабочем органе:

$$N_n = \frac{\Pi}{F_{mp} \eta_n} \left[Mg(f \pm a) + \frac{2M_p}{D_p} \right], \quad (4)$$

где: F_{mp} - площадь сечения траншеи, m^2 ; η_n - коэффициент полезного действия привода передвижения комбайна; M - масса комбайна, кг; f - коэффициент сопротивления качения; a - уклон трассы движения комбайна; M_p - номинальный крутящий момент на рабочем органе, Н·м.

Подставим зависимости (2-4) в формулу (1) и выразим из нее производительность:

$$\Pi = \frac{N_{\text{дв}}}{A + B + C}, \quad (5)$$

где: в формуле (5): $A = \frac{I}{\eta_p} \left[E_p + \rho g \left(D_p - \frac{h_{mp}}{2} \right) \right];$

$$B = \sum_i \left[\frac{\rho k_{\delta i}}{\eta_{mpi}} (gh_i + gk_{ni}l_i + v_i^2) + \frac{2l_i k_{\delta i} k_{ni}}{F_i \eta_{mpi}} (g_{mi} + g_{pi}) \right]; \quad C = \frac{I}{F_{mp} \eta_n} \left[Mg(f \pm a) + \frac{2M_p}{D_p} \right].$$

Таким образом, в первом приближении можно будет определить техническую производительность карьерного комбайна в конкретных горно-геологических условиях.

Сменная эксплуатационная производительность карьерного комбайна значительно ниже технической в связи с тем, что часть производственного времени затрачивается на обслуживание комбайна, его маневрирование на рабочей площадке, ожидание самосвалов и их замену под погрузкой [15-17]. Сменную эксплуатационную можно определить по зависимости:

$$\Pi_{\text{э}} = \Pi T_{\text{см}} k_{\text{маш}} k_{\text{об}} k_n k_m, \quad (6)$$

где: $T_{\text{см}}$ - продолжительность рабочей смены, ч; $k_{\text{маш}}$ - коэффициент, учитывающий опыт машиниста комбайна; $k_{\text{об}}$, k_n , k_m - коэффициенты, учитывающие потери времени, соответственно на обслуживание комбайна, при ожидании и замене автосамосвалов, на маневрирование комбайна.

Выводы. Преимущества послойно-полосовой технологии разработки сложноструктурных месторождений полезных ископаемых с применением карьерных комбайнов по сравнению с традиционными технологиями ведения горных работ доказаны эксплуатацией подобных машин во многих странах мира. Предлагаемая методика по определению технической и эксплуатационной производительности карьерных комбайнов при работе в различных горно-геологических условиях позволит эксплуатирующим организациям более рационально и обоснованно подходить к выбору модели карьерного комбайна.

Литература:

1. Ицков Я.Ю. Применение карьерного комбайна Wirtgen 2200SM при разработке Восточно-Бейского каменноугольного месторождения // Горная промышленность. 2002. №2. С. 43-45.

2. Бреннер В.А. Виброактивное разрушение горных пород проходческими комбайнами. – Тула: Тульский полиграфист, 2000. 203 с.
3. Чебан А.Ю. Классификация технологических схем применения карьерных комбайнов // Системы. Методы. Технологии. 2015. №2. С. 159-163.
4. Грабский А.А. Перспективы развития технологии горных работ карьерными комбайнами нового технического уровня // Строительные материалы. 2011. №11. С. 73-75.
5. Чебан А.Ю. Совершенствование безвзрывных циклично-поточных технологий добычи полезных ископаемых // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2016. Т.14. №2. С. 5-9.
6. Пихлер М., Панкевич Ю.Б. Wirtgen Surfase Miner в Индии. Опыт селективной разработки угольных месторождений // Горная промышленность. 2003. №4. С. 40-47.
7. Чебан А.Ю. Совершенствование технологий открытой разработки месторождений с использованием карьерных комбайнов и отвалообразователей // Записки горного института. 2015. Т. 214. С. 23-27.
8. Маттис А.Р. Безвзрывные технологии открытой добычи твердых полезных ископаемых / А.Р. Маттис [и др.]; отв. ред. В.Н. Опарин – Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2007. – 337с.
9. Бульбашев А.П., Супрун В.И., Билукин А.Б., Гаврилов А.В. «Интегрированные» технологии отработки сложноструктурных залежей открытым способом // Горная промышленность. 1998. №1. С. 3-7.
10. Чебан А.Ю. Способ и оборудование для открытой разработки маломасштабных крутопадающих месторождений // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2017. Т.15. №3. С. 18-23.
11. Шемякин С.А., Матвеев Д.Н., Чебан А.Ю. Экономическое обоснование эффективности безвзрывной селективной выемки полезного ископаемого и вмещающих пород с использованием технико-технологических комплексов на основе фрезерных комбайнов // Горный журнал. 2015. №2. С. 43-46.
12. Чебан А.Ю. Способ доработки глубокого карьера с применением фрезерных машин // Маркшейдерия и недропользование. 2017. №4. С. 23-29.
13. Шехурдин В.К. Удельная энергоемкость разрушения горных пород адекватна пределу прочности // Горная промышленность 1999. №6. С. 38-39.
14. Тангаев И.А. Энергоемкость процессов добычи и переработки полезных ископаемых. - М.: Недра, 1986. - 231 с.
15. Чебан А.Ю. О целесообразности внедрения послойно-полосовых технологий при разработке месторождений цементного сырья в Дальневосточном регионе // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2013. №10. С. 53-58.
16. Drebenshtedt K., Pessler C. Calculation methods for mining machines // Materials of the international conference "Forum of miners - 2006". - D: National mining University, 2006. P. 26-32.
17. Шемякин С.А., Чебан А.Ю., Клигунов Е.С. Повышение эффективности послойно-полосовой технологии открытых горных работ с применением выемочных машин фрезерного типа и скреперов // Горный журнал. 2003. №4-5. С. 48-50.

Calculation of the technical and operational performance of quarry machines

Cheban A.Yu.^a, Sekisov G.V.^b

Mining Institute the Far Eastern branch of the Russian Academy of Sciences, 51 Turgenev st.,
Habarovsk, 680000, Russian Federation

^a chebanay@mail.ru, ^b adm@igd.khv.ru

Keywords: rock, working body, conveyors, power.

On complex-structural deposits, the combine develops several types of rocks consistently, which often have different strength properties, hence the machine's productivity will periodically change in the direction of increasing and decreasing. It is possible to estimate the possible productivity of the excavating machine when working with a specific rock from its physico-

mechanical properties, through which the specific energy parameters of the rock destruction are determined analytically. The article provides an algorithm for determining the technical performance of the combine, taking into account the balance of engine power and energy consumers in the form of a milling tool, conveyors of rock mass and drives for moving a car through a career. The proposed methodology for determining the productivity of continuous technology will allow operating organizations to more rationally and reasonably approach the choice of the model of a mining combine.

УДК 621.271

Подводная разработка рыхлых строительных горных пород в Приморском крае

Сапегин Ю.К.^a

Институт горного дела Дальневосточного отделения РАН, ул. Тургенева 51, Хабаровск, Россия

^a yksapegin@mail.ru

Ключевые слова: землесосный снаряд, гидравлическая смесь, песок, гравий, погрузка.

Значительная часть песка и песчано-гравийных материалов, получаемых в Приморском крае, добывается из русловых или обводненных месторождений. Речной песок при подводной добыче в большинстве случаев имеет высокую степень очистки, в нем практически нет посторонних включений в виде глинистых примесей и органики, что повышает его функциональные свойства. Высокопроизводительным оборудованием для подводной добычи рыхлых строительных горных пород являются землесосные снаряды, которые обеспечивают выемку горных пород, расположенных под водой, путем смешивания этих пород с водой с получением гидравлической смеси. В Приморском крае при разработке русловых и обводненных месторождений песка и песчано-гравийных материалов применяются землесосные снаряды относительно небольших размеров. В статье анализируется техника, применяемая при разработке месторождений и элементы системы подводной разработки строительных горных пород, которые определяются горно-геологическими условиями залегания полезных ископаемых и гидрологией разрабатываемых участков.

Введение. Строительные горные породы по прочности подразделяются на рыхлые и мягкие (песок, песчано-гравийная смесь, гравий, глины и суглинки), плотные и полускальные (мергели, известняки и др.), скальные (граниты, диориты, андезиты и др.). Рыхлые и мягкие горные породы могут разрабатываться любыми видами горного оборудования, рыхление и выемка плотных и полускальные пород ведется техникой с повышенным усилием резания (рыхлительные агрегаты, гидравлические экскаваторы со специальным оборудованием, компактные роторные экскаваторы, карьерные комбайны, также применяются взрывные работы), скальные породы в основном разрушаются посредством взрыва с последующей выемкой одноковшовыми экскаваторами и погрузчиками [1-5]. Разработка рыхлых строительных горных пород ведется как открытым, так и подводным способами, подводная добыча получила довольно большое распространение в России и других странах мира [4, 6]. Наиболее крупные объемы подводной добычи нерудных строительных материалов приходятся на Японию, США,

Китай, Россию и Великобританию. Песок и песчано-гравийные материалы потребляются в больших объемах при ведении различных видов строительных работ, а также в качестве сырья для производства многих строительных материалов [7]. Значительная часть песка и песчано-гравийных материалов, получаемых в Приморском крае, добывается из русловых или обводненных месторождений. Ресурсный потенциал подобных месторождений в крае достаточно велик и может обеспечить потребности строительной отрасли края при текущем уровне потребления на многие годы вперед.

Добыча песка и песчано-гравийных материалов из русел рек, озер и водохранилищ с помощью землесосных снарядов в сравнении с открытой разработкой имеет ряд преимуществ. Так, при подводной добыче не требуется вывода земель сельскохозяйственного и лесного назначения под создание карьеров и других объектов горного производства. Отсутствуют проблемы и затраты, связанные с постоянной откачкой воды или даже остановкой работ при интенсивных осадках, появляется возможность использования водного транспорта для доставки добытых строительных горных пород потребителям без проведения перегрузочных работ в случае их расположения вблизи водных коммуникаций [8-10].

Результаты исследований. Высокопроизводительным оборудованием для подводной добычи рыхлых строительных горных пород являются землесосные снаряды, которые обеспечивают выемку горных пород, расположенных под водой, путем смешивания этих пород с водой с получением пульпы (гидросмеси), после чего происходит всасывание и перемещение пульпы по трубопроводам к месту намыва или сброса [11]. Необходимо отметить, что при разработке месторождений Приморского края задействовано менее крупное добычное и перегрузочное оборудование, чем на аналогичных предприятиях, расположенных в бассейне реки Амур в Хабаровском крае и Амурской области. В Приморском крае при разработке русловых и обводненных месторождений песка и песчано-гравийных материалов применяются землесосные снаряды марок «С-42А» и «180-60».

Землесосные снаряды состоят из корпуса в виде понтонов, на котором размещено рабочее оборудование и установлена палубная надстройка. Рабочее оборудование включает грунтовый насос, грунтозаборное устройство с разрыхлителями, всасывающий трубопровод, стрелу для подъема-опускания грунтозаборного устройства, лебедки для маневрирования землесосного снаряда, а также другое оборудование [12-13]. Подача поднятой со дна пульпы может осуществляться в баржи или по плавучим пульпопроводам непосредственно на карты намыва. Тип грунтозаборного устройства землесосного снаряда зависит от категории разрабатываемого грунта. Использование землесосных снарядов является наиболее распространенным способом добычи и переработки больших объемов рыхлых строительных горных пород.

Основные объекты для подводной добычи песка и песчано-гравийных материалов расположены в бассейне реки Раздольная на юге Приморского края, климат района муссонный со среднегодовой температурой воздуха +2 °С с абсолютным максимумом +37 °С и минимумом -45 °С. Среднегодовая норма осадков составляет 700 – 750мм, средняя высота снежного покрова — 250мм. Река Раздольная и ее притоки обычно мелководные, течение воды спокойное, питание реки происходит за счет атмосферных осадков и подземных вод, в дождливое время наблюдается быстрый подъем уровня воды и подтопление поймы реки. При значительном подъеме уровня воды по всей системе бывают сильные наводнения, подъем уровня в реке Раздольная может достигать 6м, наибольший подъем воды в реке наблюдается в августе и сентябре.

Из русловых и обводненных месторождений добывается более половины кварцевого песка и около 40 % песчано-гравийных материалов в крае. Кварцевые пески и песчано-гравийные материалы русловых и обводненных месторождений Приморья в основном используются в транспортном строительстве для устройства дорожного полотна, а также после отсева крупных фракций в качестве мелкого заполнителя в строительные растворы и сухие строительные смеси.

Крупнейшими предприятиями Приморского края, осуществляющими разработку русловых и обводненных месторождений полезных ископаемых, являются ООО «Гидрокомплекс» и ООО «Универсал-Сервис». Всего в Приморье подводной добычей рыхлых строительных горных пород занимается пять организаций на семи месторождениях и участках. Разработка русловых и обводненных месторождений Приморского края осуществляется в течение теплого времени года (с конца апреля до середины ноября) и составляет в среднем 190 – 200 дней, что на две-три недели больше, чем длительность добычного сезона на аналогичных месторождениях Хабаровского края и Амурской области.

Предприятия при подводной добыче строительных горных пород используют как собственную добычную, перегрузочную, транспортирующую и вспомогательную речную технику, так и арендованную. Землесосные снаряды типа «С-42А» представляют собой разборные конструкции, которые по частям можно транспортировать по железной дороге или на трейлере, при этом вес наиболее тяжелой из транспортируемых частей земснаряда не превышает 7,5 тонн. Монтаж землесосного снаряда обычно производится в холодное время года на льду водоема при естественном достижении или наморозке достаточной толщи льда для работы грузоподъемных механизмов.

Элементы системы подводной разработки строительных горных пород определяются горно-геологическими условиями залегания полезных ископаемых и гидрологией разрабатываемых участков. Добычные работы осуществляются параллельными заходками с обеспечением безопасных условий производства работ. Разработка песка или песчано-гравийных материалов ведется одним уступом на полную глубину полезной толщи и составляет 8 – 12м, отработка забоя ведется веерным способом, минимальная ширина заходки землесосного снаряда «С-42А» при угле поворота 60° составляет 26м, фронт работ обычно принимается равным 150 – 200м, общее продвижение фронта работ за год составляет 200 – 300м в зависимости от средней мощности полезного слоя, заложение подводного откоса обычно принимается равным 1:2. В качестве вспомогательного оборудования при ведении работ на воде применяются буксирно-моторные катера БМК-150.

Транспортировка пульпы осуществляется по трубам, обычно диаметром 0,53м, пульпопровода на карты намыва. Подача полезных ископаемых на карты намыва ведется торцевым способом, при этом способе пульпопровод укладывают на поверхность и с торца участка начинают подачу пульпы, после намыва слоя толщиной 0,2 – 0,3м в радиусе 8 – 10м наращивают очередное звено пульпопровода с помощью крана-трубоукладчика (типа ТГ-121). Когда намываемый слой и труба пульпопровода достигают границы участка, трубы постепенно разбирают, т. е. продолжают намыв в обратном направлении, а когда остается одно, последнее звено, его приподнимают на 0,2 – 0,3м и начинают наращивание нового слоя в прежнем порядке. Первичное и попутное обвалование участка выполняется бульдозерами среднего класса (Т-130, Т-170) с использованием местного грунта. Отработанная вода с карт намыва сбрасывается с помощью деревянных или металлических водосборных колодцев с водосборным коллектором из стальных труб диаметром 0,63м в водосточную канаву и далее — в выработанное пространство. Колодец по мере намывания песка наращивают так, чтобы высота переливающегося слоя воды была не более 0,05 – 0,10м.

При освоении обводненных месторождений строительных горных пород применяется комбинированный способ отработки: открытым способом с применением бульдозеров и экскаваторов удаляется почвенно-растительный слой и вскрышные породы (представленные супесями, глинами и суглинками), сверху перекрывающие полезное ископаемое; подводным гидромеханическим способом с использованием землесосного снаряда отрабатываются вскрытые ликвидные рыхлые строительные горные породы.

На некоторых предприятиях целью повышения качества полезных ископаемых, поставляемых потребителям, осуществляются процессы обогащения (для удаления илистых и глинистых включений) и классификации. Отгрузка песка потребителям в автотранспорт выполняется с помощью погрузчиков или экскаваторов [14-15].

Выводы. Разработка русловых и обводненных месторождений рыхлых строительных горных пород с использованием высокопроизводительных выемочных и транспортирующих машин непрерывного действия позволяет достигать конкурентоспособной себестоимости добычи полезных ископаемых и высокой рентабельности горного производства. Подводная гидромеханизированная разработка месторождений обеспечивает снабжение строительной индустрии качественными, очищенными от посторонних включений материалами в виде кварцевого песка и песчано-гравийной смеси.

Литература:

1. Анистратов Ю.И., Анистратов К.Ю., Щадов М.И. Справочник по открытым горным работам. – М.: НТЦ «Горное дело», 2010. 700 с.
2. Чебан А.Ю. Применение фрезерных комбайнов в строительстве и на добыче строительных материалов // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2012. №3. С. 105-108.
3. Чебан А.Ю. Добычный комплекс для открытой разработки месторождений твердых полезных ископаемых // Горное оборудование и электромеханика. 2017. №3. С. 8-11.
4. Шпанский О.В., Буянов Ю.Д. Технология и комплексная механизация добычи нерудного сырья для производства строительных материалов. — М.: Недра, 1996. 462 с.
5. Чебан А.Ю. Способ подготовки прочных горных пород к выемке при ведении строительных и добычных работ // Механизация строительства. 2017. №9. С. 20-23.
6. Добыча нерудных строительных материалов в водных объектах. Учет руслового процесса и рекомендации по проектированию и эксплуатации русловых карьеров / Стандарт организации СТО 52.08.31-2012, Гос. гидрологический институт. — СПб.: Изд-во Глобус, 2012. 140 с.
7. Чебан А.Ю. Техническое оснащение предприятий по добыче нерудных строительных материалов в Хабаровском крае // Механизация строительства. 2017. №2. С. 23-26.
8. Чебан А.Ю. Комплекс для перегрузки насыпных строительных материалов в средства водного транспорта // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова. 2015. №5 (33). С. 43-47.
9. Ушаев М.С., Ушанов В.Н., Архипов Г.А. Совершенствование транспортирования строительных материалов на объект по ферменному пути // Механизация строительства. 2016. Т. 77. № 4. С. 9-11.
10. Чебан А.Ю. Гидромеханизированная добыча строительных горных пород в бассейне реки Амур // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. 2016. №2 (36). С. 73-78.
11. Деревяшкин И.В., Чаплыгин В.В., Исаев О.Н. Земснаряды на карьерах, их возможности и перспектива // Маркшейдерия и недропользование. 2016. №4 (84). С. 39-43.
12. Peurifoy R.L., Schexnayder C.J. Construction planning, equipment, and methods. – New York: McGraw-Hill, 2003.
13. Добрецов В.Б., Лигоцкий Д.Н., Опрышко Д.С., Якубовский М.М. Разработка малых обводненных россыпей мини-драгами // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2005. №10. С. 238-244.
14. Алексеев А.В. Анализ структуры современных складов сыпучих грузов // Наука и техника транспорта. 2013. №3. С. 084-087.
15. Чебан А.Ю. Устройство для перегрузки насыпных строительных материалов из автосамосвалов в железнодорожный транспорт // Механизация строительства. 2016. Т. 77. №2. С. 33-36.

Underwater development of loose building rocks in Primorsky Territory

Sapegin Y.K.^a

Mining Institute the Far Eastern branch of the Russian Academy of Sciences, 51 Turgenev st., Khabarovsk, 680000, Russian Federation

^ayksapegin@mail.ru

Key words: suction pump, hydraulic mixture, sand, gravel, loading.

A significant part of the sand and sand and gravel materials obtained in the Primorsky Territory is extracted from channel or watered fields. River sand with underwater mining in most cases has a high degree of purification, it practically does not have any foreign inclusions in the form of clay impurities and organic matter, which increases its functional properties. High-performance equipment for underwater extraction of loose building rocks is dredging equipment that provides the excavation of rocks located under water by mixing these rocks with water to obtain a hydraulic mixture. In the Primorye Territory, dredging and flooding of sand deposits and sand and gravel materials are used for suction pumps of relatively small dimensions. The article analyzes the technique used in the development of deposits and elements of a system for the underwater mining of mining rocks, which are determined by the geological conditions of occurrence of minerals and hydrology of the sites being developed.

УДК 622.271

Развитие безвзрывных технологий подготовки прочных горных пород к выемке

Мороз Д.Р.^a

Институт горного дела Дальневосточного отделения РАН, ул. Тургенева 51, Хабаровск, Россия

^a morozik.dmitriy75@gmail.com

Ключевые слова: горный массив, взрывание, буровой станок, рыхлитель.

Альтернативой взрывной подготовке прочных горных пород к выемке служат механические способы разупрочнения. Механические способы рыхления пород в ряде случаев эффективнее буровзрывного благодаря своей простоте, низкой себестоимости и большей безопасности работ. Наиболее распространена подготовка пород к выемке тракторными рыхлителями. Начинают внедряться нетрадиционные основанные на новых принципах способы разрушения, например, с использованием поверхностно активных веществ. В статье предлагается способ ослабления массива прочных горных пород с применением бурового станка и рыхлителя, для чего буровым станком пробуриваются ряды скважин малого диаметра, при этом скважины бурятся на глубину разрабатываемой выемки. Рыхление массива осуществляется тракторным рыхлителем при его движении под уклон, при этом пробуренные скважины исполняют роль концентраторов напряжений и облегчают разрушение массива зубом рыхлителя. Предлагаемый способ повышает производительность, надежность и технологическую эффективность работы традиционного горного оборудования при разработке массива прочных горных пород.

Введение. Несмотря на совершенствование строительного и горного оборудования для механического рыхления породных массивов, наиболее эффективным способом подготовки к выемке прочных горных пород по-прежнему является взрывание. Главное преимущество взрыва — эффективное дробление горных пород любой прочности [1-3]. Однако, при этом создается ряд опасных факторов для людей, механизмов и сооружений. В частности, удар воздушной волны большой силы и сейсмические колебания; разлет осколков взрывающей породы; образование ядовитых газов. Разлет осколков представляет серьезную опасность не только для людей, но и для оборудования, зданий и сооружений. В ряде случаев разупрочнение пород с помощью взрыва в строительстве и горном деле ограничено или вообще невозможно [4].

Безвзрывные способы подготовки. Альтернативой взрывной подготовке служат механические способы разупрочнения массива пород. Механическими средствами разрушения являются: рыхлительные или бульдозерно-рыхлительные агрегаты (БРА) на базе

гусеничных тракторов; сменное оборудование в виде рыхлителя или гидромолота на одноковшовых гидравлических экскаваторах; навесные рыхлители на ковшах драглайнов; роторные и траншейные экскаваторы; дорожные и карьерные фрезы [5-10]. Механические способы рыхления пород в ряде случаев эффективнее буровзрывного благодаря своей простоте, низкой себестоимости и большей безопасности работ. Наиболее распространена подготовка пород к выемке рыхлительными и бульдозерно-рыхлительными агрегатами на базе гусеничных тракторов. Данные машины легко разрабатывают плотные и полускальные горные породы. Однако породы прочностью на одноосное сжатие свыше 50-60 МПа считаются для них труднорыхлимыми [11], на таких породах производительность БРА резко снижается, а нагрузки на трансмиссию, металлоконструкцию и другие элементы машин возрастают до предельных значений, в результате чего происходит повышенный износ машин, снижается их ресурс и возможны поломки.

Продолжаются работы по совершенствованию механических способов подготовки массива горных пород к выемке [12]. Известны способы подготовки сезонно промерзших пород уступов к выемке с использованием одноковшовых экскаваторов со сменным оборудованием, траншейных экскаваторов и буровых станков. Один из способов заключается в нарезании щелей на рабочей площадке промерзшего уступа траншейным экскаватором и бурение рядов скважин в борту уступа, при этом расстояние между нарезаемыми щелями и рядами скважин принимается с учетом ширины ковша выемочного экскаватора [13]. После проведения подготовительных работ мерзлый массив разбирается ковшом экскаватора, с выламыванием мерзлой породы ослабленной щелями и скважинами. Однако для массива полностью сложенного прочными породами такой способ является неэффективным.

Начинают внедряться нетрадиционные основанные на новых принципах способы разрушения строительных конструкций или подготовки массива прочных пород к выемке. Разработаны способы разрушения строительных конструкций и подготовки прочных горных пород к выемке с использованием газогенераторов давления шпуровых [14]. Известен способ подготовки прочных горных пород к выемке с применением поверхностно активных веществ, которые заливаются в пробуренные в массиве скважины, в течение нескольких суток пропитывают горную породу, вызывая в ней развитие имеющихся трещин и появление новых [15]. В результате прочность массива снижается, и выемка или рыхление пород может эффективно вестись известными механическими средствами. Недостатками данных способов являются многооперационность, невысокая производительность, высокая стоимость работ.

Результаты исследований. При прокладке дорог через холмистую местность необходимо обеспечить нормативные продольные уклоны, для чего приходится в одних местах делать выемки в массиве пород, а в других вести подсыпку грунта. Если горно-геологические условия благоприятны и глубина выемки незначительна, то разработка ведется по выветрелым породам, прочность которых невелика, и рыхление их механическими способами не представляет значительных трудностей. В некоторых случаях встречаются выходы прочных пород, так называемые «останцы», которые невозможно или экономически нецелесообразно рыхлить с использованием механических средств, такие породы подготавливают к выемке с помощью буровзрывных работ. При невозможности проведения буровзрывных работ (особо охраняемая территория и т.п.) и значительных размерах «останца», который надо срезать до необходимых отметок, возникают проблемы с выемкой прочных пород имеющейся техникой.

В Институте горного дела ДВО РАН разработан способ ослабления массива прочных горных пород с применением бурового станка 1 и бульдозерно-рыхлительного агрегата 2. Для ослабления массива прочных пород «останца» буровым станком 1 пробуриваются ряды скважин 3, при этом для повышения производительности станка бурение ведется буровой коронкой наименьшего диаметра (рис.). Скважины 3 бурятся на глубину разрабатываемой выемки. Расстояние между скважинами в ряду и расстояние между рядами принимается исходя из физико-механических характеристик разрушаемой породы и тяговых параметров

БРА 2. Для первоначального заглубления рыхлителя 4 устья некоторых скважин в верхней части «останца» разбуриваются на глубину 5 погружения рыхлителя буровыми коронками большего диаметра, достаточного для погружения зуба рыхлителя 4. Рыхление массива осуществляется БРА 2 при его движении под уклон для увеличения силы тяги машины, при этом пробуренные скважины 3 исполняют роль концентраторов напряжений и облегчают разрушение массива зубом рыхлителя 4. После прохода ряда скважин до подошвы 6 «останца» БРА 2 задним ходом перемещается в верхнюю часть «останца» и позиционируется над разбуренным устьем скважины соседнего ряда. Проходами рыхлителя 4 по соседним рядам скважин БРА разрушает поверхностный наклонный слой 7 «останца», затем бульдозерным оборудованием сталкивает разрушенную породу к подошве 6. После этого БРА аналогично разрушает и сталкивает вниз породу следующих наклонных слоев 8.

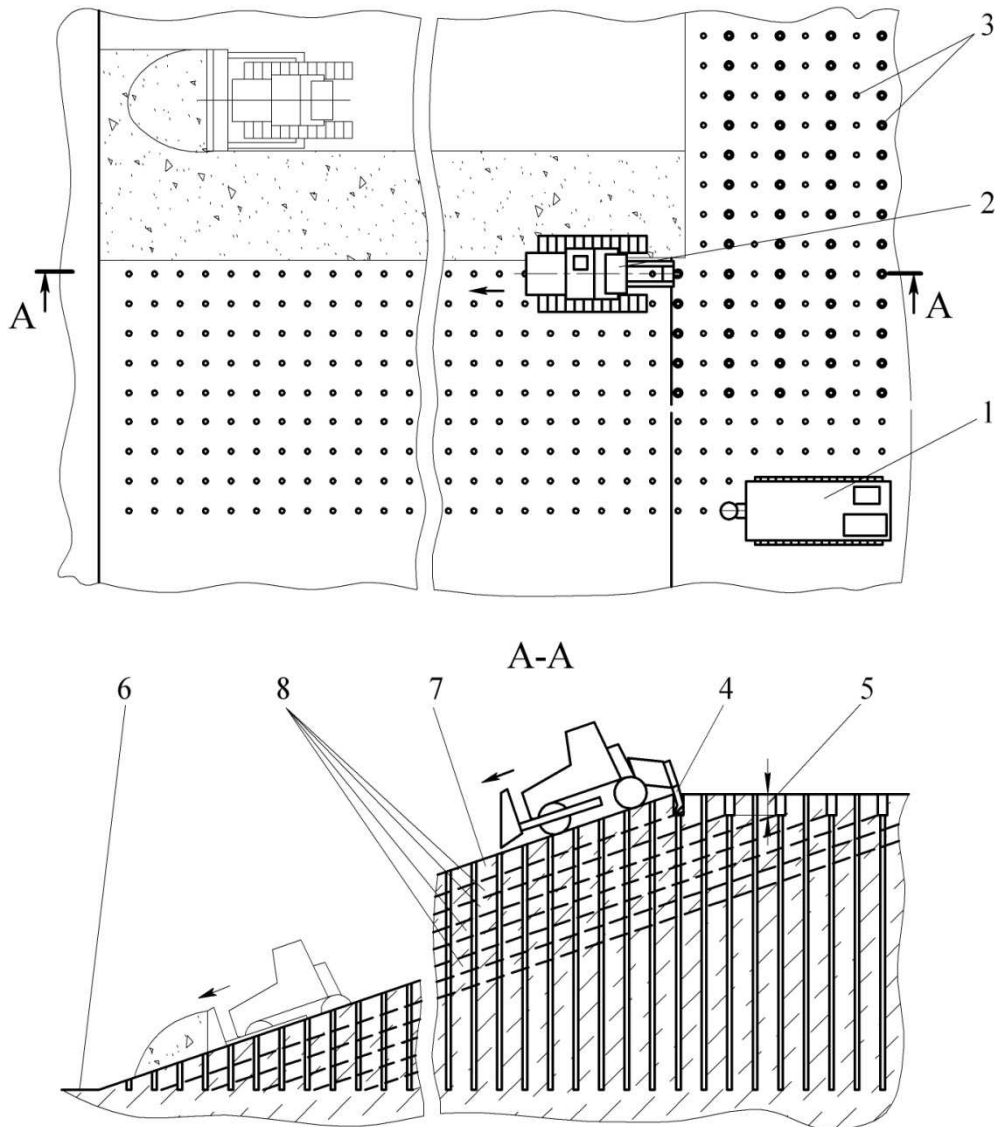


Рис. Разупрочнение породного массива и его разрушение с применением бурового станка и бульдозерно-рыхлительного агрегата

Выводы. Развитие техники, совершенствование технологии и организации строительных и горных работ приводят к значительным изменениям в производстве. Опасность ведения буровзрывных работ, а также отсутствие возможности их выполнения в некоторых местах и условиях способствует развитию механических и нетрадиционных способов выемки прочных горных пород. Следует стремиться заменять буровзрывные методы выемки горных пород механическими способами, так как они более безопасны для

окружающей среды, сооружений, жизни и здоровья человека. Предлагаемый способ повышает производительность, надежность и технологическую эффективность работы традиционного горного оборудования при разработке массива прочных горных пород.

Литература:

1. Трубецкой К.Н. Открытые горные работы: справочник / К.Н. Трубецкой [и др.]. – М.: Горное бюро, 1994. 590 с.
2. Чебан А.Ю. Совершенствование выемочно-погрузочного процесса при ведении открытых горных работ // Известия УГГУ. 2017. №3. С. 57-59.
3. Peurifoy R.L., Schexnayder C.J. Construction planning, equipment, and methods. – New York: McGraw-Hill, 2003.
4. Чебан А.Ю. Добычный комплекс для открытой разработки месторождений твердых полезных ископаемых // Горное оборудование и электромеханика. 2017. №3. С. 8-11.
5. Чебан А.Ю. Классификация технологических схем применения карьерных комбайнов // Системы. Методы. Технологии. 2015. №2. С. 159-163.
6. Демин А.А. Навесной рыхлитель для ковша драглайна – новая технология подготовки к разработке штатным ковшом // Механизация строительства. 2013. №12. С. 14-16.
7. Чебан А.Ю. Совершенствование безвзрывных циклично-поточных технологий добычи полезных ископаемых // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2016. Т.14. №2. С. 5-9.
8. Абрамов Б.Н. Повышение эффективности роторных траншейных экскаваторов при разработке прочных и мерзлых грунтов // Механизация строительства. 2013. №6. С. 60-63.
9. Шемякин С.А., Чебан А.Ю., Клигунов Е.С. Повышение эффективности послыно-полосовой технологии открытых горных работ с применением выемочных машин фрезерного типа и скреперов // Горный журнал. 2003. №4-5. С. 48-50.
10. Чебан А.Ю. Скрепер с комбинированной интенсификацией загрузки ковша // Механизация строительства. 2015. №4. С. 4-6.
11. Анистратов Ю.И., Анистратов К.Ю., Щадов М.И. Справочник по открытым горным работам: М.: НТЦ «Горное дело», 2010. 700с.
12. Чебан А.Ю. Способ и оборудование для открытой разработки маломасштабных крутопадающих месторождений // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2017. Т.15. №3. С. 18-23.
13. Мамаев Ю.А., Шемякин С.А. Безвзрывная технология вскрышных работ в зимний период // Горный журнал. 2001. №8. С. 24-26.
14. Березуев Ю.А. Применение шпуровых газогенераторов давления на карьерах блочного камня // Горный журнал. 2008. №1. С. 50-53.
15. Кузнецов А.Г., Штейнцайг Р.М., Воронков Г.Я. Шейндеров А.И., Александров А.А. Применение методов физико-химического разупрочнения массивов крепких горных пород при работе машин типа КСМ // Горная промышленность. 1997. №4. С. 3-7.

Development of non-explosive technologies for the preparation of solid rock to the excavation

Moroz D.R.^a

Mining Institute the Far Eastern branch of the Russian Academy of Sciences, 51 Turgenev st., Khabarovsk, 680000, Russian Federation

^a morozik.dmitriy75@gmail.com

Keywords: mountain range, blasting, drilling rig, ripper.

An alternative to the explosive preparation of solid rock to the depression are mechanical methods of softening. Mechanical methods of loosening of rocks are in some cases more effective than drilling and blasting due to their simplicity, low cost and greater work safety. The most common is the preparation of

rocks for excavation by tractor rippers. Begin to introduce non-traditional based on new principles of destruction, for example, using surfactants. The article proposes a method for weakening an array of solid rock with the use of a drilling rig and a ripper, for which a series of small-diameter wells are drilled using a drilling rig, and the wells are drilled to the depth of the excavation being developed. The loosening of the massif is carried out by a tractor ripper when it is sloped, while the drilled wells act as stress concentrators and facilitate the destruction of the massif by a ripper tooth. The proposed method improves the productivity, reliability and technological efficiency of traditional mining equipment in the development of an array of solid rock.

УДК 621.271

Открытая разработка месторождений твердых полезных ископаемых в Дальневосточном регионе

Якименко Д.В.^а

Институт горного дела Дальневосточного отделения РАН, ул. Тургенева 51, Хабаровск, Россия

^а omts@intour.khv.ru

Ключевые слова: карьер, минеральное сырье, выемка, транспортирование.

В статье рассматривается состояние открытой добычи твердых полезных ископаемых Приморском и Хабаровском краях, Амурской области и Еврейской автономной области. Южные Дальневосточные регионы характеризуется относительно хорошей геологической изученностью, здесь выявлено значительное количество месторождений драгоценных, черных и цветных металлов, неметаллических полезных ископаемых, каменного и бурого угля. Автором проведено условное деление карьеров в зависимости от их годовой производительности по горной массе на малые, средние и крупные. Анализируется возможность совершенствования ведения открытых горных работ, в частности за счет перехода на безвзрывные способы рыхления массива горных пород с применением фрезерных машин, карьерных комбайнов, тракторных рыхлителей и другого оборудования. Переход от циклических схем производства к циклично-поточным технологиям, позволит увеличить производительность оборудования и повысит рентабельность горного производства.

Введение. Автором рассматривается состояние открытой добычи твердых полезных ископаемых в четырех Дальневосточных регионах России, а именно в Приморском и Хабаровском краях, Амурской области и Еврейской автономной области. В данных субъектах ведется добыча рудного и россыпного золота, россыпной платины, рудных серебра, олова, вольфрама, бора, бурого и каменного углей, германия, цементного сырья и некоторых других полезных ископаемых [1-2]. Минерально-сырьевой комплекс в существенной мере обеспечивает стабильность и развитие экономики Дальнего Востока, а также значительную часть доходов и бюджетных поступлений различных уровней; валютных пополнений страны, поддерживает устойчивое состояние экономики и создает условия для устойчивого функционирования и успешного развития других отраслей промышленности [3-4]. Южные Дальневосточные регионы характеризуется относительно хорошей геологической изученностью.

Результаты исследований. В рассматриваемых регионах основной объем твердых полезных ископаемых добывается открытым способом, здесь разрабатывается 109 месторождений платины, серебра, россыпного и рудного золота, 17 месторождений

Эксплуатация и ремонт машин и оборудования

каменного и бурого угля, 141 месторождение строительных горных пород и 16 месторождений других твердых полезных ископаемых (таблица 1).

Таблица 1

Число месторождений разрабатываемых открытым способом

Месторождения полезных ископаемых	Приморский край	Хабаровский край	Амурская область	ЕАО
Драгоценные металлы	6	33	70	2
Ископаемые угли	9	2	5	1
Строительные горные породы	73	26	23	19
Другие полезные ископаемые	7	2	2	5
Всего месторождений	95	63	100	27

Крупными предприятиями, ведущими добычу драгоценных металлов, являются: ОАО «Покровский рудник», ЗАО «Многовершинное», ОАО «Охотская ГТК», ЗАО «А/с Амур», ООО «Березитовый рудник», ОАО «Прииск Соловьевский» [3-4]. Наибольшие объемы добычи угля приходятся на месторождения, разрабатываемые ОАО «Приморскуголь», ООО «Амурский уголь» и ОАО «Ургалуголь» [1]. Относительно крупными предприятиями отрасли по добыче строительных горных пород являются ОАО «Корфовский каменный карьер», ОАО «Первая нерудная компания», ОАО «Примавтодор», ОАО «Владивостокский бутощебеночный завод», ОАО «Спасскцемент» [5].

При этом карьеры значительно различаются по производственной мощности (по объему добываемой горной массы) - от нескольких тысяч до нескольких миллионов м³ в год. Автором дается следующая условная градация карьеров по их производительности по горной массе на: малые – до 400 тыс.м³, средние – до 2000 тыс.м³; крупные – свыше 2000 тыс.м³. Согласно данному делению из 285 объектов, к малым можно отнести 216 карьеров или 75,8% их общей численности (таблица 2).

Таблица 2

Градация карьеров в зависимости от производительности по горной массе

Регионы	Производительность и количество карьеров			Всего
	Малые	Средние	Крупные	
Приморский край	73	17	5	95
Хабаровский край	42	18	3	63
Амурская область	76	19	5	100
ЕАО	25	1	1	27
По всем регионам	216	55	14	285

Проведена градация карьеров в зависимости от их производительности по горной массе и по видам добываемых полезных ископаемых (таблица 3). Наибольшая доля крупных и средних карьеров (29,4% крупных и 17,6% средних) приходится на угольную отрасль. Крупными угольными разрезами являются «Ерковецкий», «Лучегорский», «Павловский-2».

Таблица 3

Градация региональных карьеров и их количество

Добываемые полезные ископаемые	Производительность и количество карьеров			Всего
	Малые	Средние	Крупные	
Драгоценные металлы	74	32	5	111
Ископаемые угли	9	3	5	17
Строительные горные породы	122	17	2	141
Другие полезные ископаемые	11	3	2	16

Доля крупных и средних карьеров на разработке рудных и россыпных месторождений драгоценных металлов составляет соответственно 4,5% и 28,8%. К крупным золоторудным относятся карьеры «Березитовый», «Пионер», «Многовершинное»; наименьшее количество

относительно крупных и средних карьеров приходится на отрасль по добыче строительных горных пород, где к относительно крупным можно отнести всего 1,4%, а к средним – 12,1% карьеров.

Возможности совершенствования открытых горных работ. По мере углубления карьеров важное значение приобретает возможность повышения устойчивости бортов. Одним из путей повышения устойчивости бортов при ведении открытых горных работ является отказ от разрушения горных пород взрыванием и переход на безвзрывные технологии [6-7]. Для разрушения полускальных и некоторых скальных горных пород рационально применение: рыхлителей на базе тяжелых и сверхтяжелых бульдозеров; крупных одноковшовых гидравлических экскаваторов, а также рыхлителей и гидравлических молотов в виде сменного оборудования на них; экскаваторов с ковшами, оснащенными активными зубьями; карьерных комбайнов различного исполнения и землеройно-фрезерных машин [8-10].

Учеными и конструкторами ведутся работы по совершенствованию безвзрывных технологий разработки прочных горных пород с целью повышения производительности горного оборудования и расширения сферы применения механических способов выемки прочных горных пород [11-16].

Так разработан способ отработки одним вскрышным уступом большой высоты и сложенного прочными горными породами, с применением стреловых карьерных комбайнов и усовершенствованного отвалообразователя, оборудованного двумя или тремя загрузочными консолями [7]. Это позволяет одновременно задействовать несколько карьерных комбайнов. Стреловые карьерные комбайны перемещаются вдоль подступов и отработывают массив горных пород. Вскрышная порода, доставляемая по конвейерам стреловых карьерных комбайнов, через приемные устройства подается на конвейеры загрузочных консолей усовершенствованного отвалообразователя, а затем посредством разгрузочной консоли - во внутренний отвал.

Существует значительный резерв по возможности увеличения эксплуатационной производительности карьерных комбайнов. Обеспечить безостановочную работу комбайна при замене автосамосвалов можно за счет включения в технологическую схему промежуточного загрузочного устройства [15]. Укрупненные экономические расчеты показывают, что карьерные комбайны совместно с загрузочными устройствами могут быть эффективно задействованы при разработке в регионе некоторых месторождений каменного угля и цементного сырья, обеспечив снижение затрат на добычу полезного ископаемого в сравнении с традиционными технологиями на 7-19%.

Предлагается способ разработки месторождений твердых полезных ископаемых с применением землеройно-фрезерной машины и колесных скреперов [14]. Преимуществами землеройно-фрезерных машин в сравнении с карьерными комбайнами являются: простота конструкции, меньшая стоимость и габариты, более высокая маневренность и производительность, поскольку фрезерование ведется непрерывно. Отфрезерованная горная масса оставляется в траншее; обычно ее погрузка автосамосвалы ведется с помощью погрузчиков. Поскольку в ряде случаев дальность транспортировки горной массы невелика, экономически целесообразным может быть использование скреперов. Разработана конструкция скрепера с комбинированной интенсификацией процесса загрузки мелкокусковой несвязной горной массой. Расчеты показывают, что применение данных машин в сравнении с комплектом «погрузчик - автосамосвалы» эффективно при расстоянии транспортировки горной массы до 0,9-1,7км в зависимости от конкретных технических условий.

Выводы. Совершенствование и прогрессивная модернизация циклично-поточных технологий ведения открытых работ и горного оборудования, предназначенных для разработки месторождений полезных ископаемых, сложенных плотными и полускальными горными породами, позволит значительно увеличить производительность горного

оборудования, снизить себестоимость ведения работ и повысит рентабельность горного производства.

Литература:

1. Чебан А.Ю. Выемочная техника, задействованная на угольных разрезах в южной части Дальневосточного региона // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2013. №3 (30). С. 081-084.
2. Чебан А.Ю. Техническое оснащение предприятий по добыче нерудных строительных материалов в Хабаровском крае // Механизация строительства. 2017. №2. С. 23-26.
3. Мельников Н.Н., Бусырев В.М. Концепция ресурсобалансированного освоения минерально-сырьевой базы // Минеральные ресурсы России. Экономика и управление. 2005. №2. С. 58-64.
4. Трубецкой К.Н., Корнилков С.В., Яковлев В.Л. О новых подходах к обеспечению устойчивого развития горного производства // Горный журнал. 2012. №1. С. 15-19.
5. Чебан А.Ю. Гидромеханизированная добыча строительных горных пород в бассейне реки Амур // Вестник государственного университета морского и речного флота им. С.О. Макарова. 2016. № 2 (36). С. 73-78.
6. Wirtgen surface mining for selective limestone mining in the North Caucasus. Russia // Zement-Kalk-Gips Int. 2014. no. 10, pp. 18-19.
7. Чебан А.Ю. Совершенствование технологий открытой разработки месторождений с использованием карьерных комбайнов и отвалообразователей // Записки горного института. 2015. Т. 214. С. 23-27.
8. Пихлер М. Комбайны Wirtgen Surface Miner на открытых горных работах: история развития, масштабы применения и перспективы расширения / М. Пихлер, Ю.Б. Панкевич // Горная промышленность. 2009. №2. С. 54-57.
9. Drebenshtedt K. Calculation methods for mining machines / К. Drebenshtedt, С. Pessler // Materials of the international conference "Forum of miners - 2006". - D: National mining University, 2006. p. 26-32.
10. Чебан А.Ю. Способ доработки глубокого карьера с применением фрезерных машин // Маркшейдерия и недропользование. 2017. №4. С. 23-29.
11. Маттис А.Р. Безвзрывные технологии открытой добычи твердых полезных ископаемых. – Новосибирск: Изд-во СО РАН, 2007. 337с.
12. Чебан А.Ю. Экспериментальные исследования процесса разрушения породы резцами фрезерного рабочего органа // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2012. №1. С. 125-128.
13. Панкевич Ю.Б. Применение мощных гидромолотов фирмы Kupp на безвзрывной разработке месторождений полезных ископаемых решает вопросы экологии и качества продукции // Горная промышленность. 1997. №2. С. 45-48.
14. Чебан А.Ю. Скрепер с комбинированной интенсификацией загрузки ковша // Механизация строительства. 2015. №4. С. 4-6.
15. Шемякин С.А., Матвеев Д.Н., Чебан А.Ю. Экономическое обоснование эффективности безвзрывной селективной выемки полезного ископаемого и вмещающих пород с использованием технико-технологических комплексов на основе фрезерных комбайнов // Горный журнал. 2015. №2. С. 43-46.
16. Комаров Е.И., Морохов А.С.. Возможности навесного ударно-импульсного гидрооборудования при безвзрывной отстройке крутых уступов на карьерах // Маркшейдерия и недропользование. 2016. № 1. С. 18-20.

Open development of deposits of solid minerals in the Far Eastern region

Yakimenko D.V.^a

Mining Institute the Far Eastern branch of the Russian Academy of Sciences, 51 Turgenev st.,
Khabarovsk, 680000, Russian Federation

^a omts@intour.khv.ru

Key words: quarry, mineral raw materials, excavation, transportation.

The article examines the state of open mining of solid minerals in the Primorsky and Khabarovsk Territories, the Amur Region and the Jewish Autonomous Region. Southern Far Eastern regions are characterized by a relatively good geological study, a significant number of deposits of precious, black and non-ferrous metals, nonmetallic minerals, stone and brown coal have been identified. The author conducted a conditional division of quarries depending on their annual productivity for the mountain mass to small, medium and large. The possibility of improving the conduct of open mining operations is analyzed, in particular, by switching to non-explosive methods of loosening the rock mass with the use of milling machines, mining combines, tractor rippers and other equipment.

УДК 666.97.031.3

К вопросу совершенствования конструкции виброактиватора в смесителях принудительного действия

Абдукундузов А.В.,^{1, a} Ефремов М.И.^{2, b}

¹Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

²Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Петра Великого, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия

^akahor0301@gmail.com, ^bmichdoker@mail.ru

Ключевые слова: вибросмеситель, смесь, вязкость, снижения мощности, виброактиватор.

В настоящее время очень распространено строительство монолитных зданий, сооружений и собственно растет спрос на использование бетона или строительной смеси.

Важное значение в технологии производства строительных материалов имеет процесс смешивания, который определяет качество изделия. Поэтому основным направлением повышения интенсивности процесс смешивания является управления структурно-реологическим свойствам смесей, в частности коэффициента вязкости.

В статье рассматривается один из способов получения качественной смеси, снижении мощности бетоносмесителя и сокращения времени смешивания.

Один из способов получения качественной смеси является вибрационный способ. При виброперемещивания разрушаются структурные связи смеси, и она становится более текучей, и при этом уменьшается коэффициент вязкости, что и является основным параметром для получения качественного бетона.

Представлено устройство (виброактиватор), установленное вертикально на днище роторного бетоносмесителя. Привод виброактиватора создает крутильные колебания вокруг точки крепления и реализует вибрационное поле в бетоносмесителе.

Введение. Проблема интенсификации и оптимизации технологических процессов – одна из наиболее актуальных и общих проблем современной техники. Важное значение в технологии производства строительных материалов имеет процесс смешивания, который совместно с процессом формования (уплотнения) определяет качество изделия. Структурно-реологические свойства строительных смесей характеризуются высокими значениями сдвиговой прочности и коэффициентами вязкости, что затрудняет процесс смешивания. Поэтому основным направлением повышения интенсивности процессов смешивания является управление структурно-реологическими свойствами смесей, в частности, уменьшение сдвиговой прочности и коэффициентов вязкости.

Известно, что большинство строительных смесей обладают свойством тиксотропии – обратимым уменьшением вязкости при механических воздействиях. Наиболее эффективными из известных являются вибрационные.

Применению вибрации в процессах смешивания посвящено значительное количество исследований, в результате которых были установлены положительные качества: сокращение времени смешивания, повышение однородности распределения компонентов смесей и т.п. [1]

Приготовление (перемешивание) бетонов и растворов осуществляется в бетоно- и растворосмесителях. Основными узлами смесительных машин являются рабочие органы, устройства и механизмы для загрузки и выгрузки смеси, двигатель и трансмиссия.

Перемешиванию сопутствуют вспомогательные операции: дозирование, загрузка составляющих и выгрузка готовой смеси.

По режиму работы смесители бывают циклического и непрерывного действия. Смесители циклического действия имеют явно выраженный цикл, состоящий из операций загрузки, перемешивания и выгрузки готовой смеси. Главным параметром таких смесителей является вместимость их барабана, исчисляемая по объему смеси приготовленной за один замес. В смесителях непрерывного действия поступление компонентов и выход готовой смеси происходит непрерывно. Эти машины отличаются относительно большой производительностью. [6]

По мобильности смесители разделяются на стационарные и передвижные. Передвижные смесители применяют на объектах с небольшими объемами работ, стационарные — на заводах, рассчитанных на длительный срок эксплуатации.

По способу перемешивания различают смесители принудительного действия и гравитационные. Принудительное перемешивание осуществляется при вращении лопастей в неподвижной емкости (барабане), а в гравитационных смесителях — в результате подъема и сбрасывания смеси внутри вращающегося барабана. Гравитационные смесители проще по конструкции и способны перемешивать бетоны с более крупным заполнителем.

Как отмечалось выше, проблема интенсификации и оптимизации технологических процессов – одна из наиболее актуальных и общих проблем современной техники.

Анализ различных источников позволяет обнаружить многообразие существующих промышленных бетоносмесительных машин, реализованных на основе механической обработки с целью получения качественных бетонных смесей, т.е. получения их максимально-однородными по составу. Последнее в особенности позволяет выделить проверенный временем и множеством научных трудов способ вибрационной обработки бетонных смесей как в отдельно взятом случае, так и в совокупности с обычной механической активацией. [2,3,5]

Одним из способов получения бетонных смесей является виброперемешивание. При виброперемешивании разрушаются структурные связи смеси, и она становится более текучей. При этом улучшается также использование вяжущих свойств цемента, так как при

соударении частиц с них удаляются продукты гидротации и в реакцию вступают новые поверхности. Однако некоторыми исследованиями установлено, что применение вибрации для перемешивания смесей, содержащих большое количество воды, существенно не увеличивает прочность бетона, в то время как энергозатраты при виброперемешивании увеличиваются в 1,5—2,0 раза. [1,2]

Таким образом, виброперемешивание экономически выгодно применять для приготовления жестких бетонных смесей с мелкозернистыми заполнителями. Для этих смесей отмечается повышение прочности бетона в раннем возрасте (до 7 дней) на 25—30% и конечной прочности на 10—15%. [1,6]

Основная часть. Предлагаемый роторно-вибрационный смеситель (рис.1) с вибратором цилиндрического типа содержит камеру смешивания с окнами загрузки и выгрузки материалов соответственно, ротор с приводом вращения, выполненный с лопастями, вибратор тоже с приводом вращения, состоящий из двух фланцев верхнего и нижнего при котором нижняя часть закреплено жестко на днище корпуса бетоносмесителя, а верхний фланец шарнирно закреплено на стержнях виброактиватора. Верхние и нижние фланцы состоят и двух фланцев (колец) внутреннего и внешнего которые вертикально закреплены между собой. Верхние и нижние фланцы закреплены на вертикальные цилиндрические стержни в сферических опорах. На внутреннем кольце верхнего фланца находится сферический 2-х рядный радиально-упорный подшипник, который установлен на эксцентриковой втулке, а эксцентриковая втулка закрепляется с помощью шпоночного паза на нижний вал. На нижнем валу через болтовое соединение закрепляется крышка которая обеспечивает защиту подшипника от попадания строительных смесей. Таким образом стержни совершают колебательные движения вокруг точки крепления на нижней крышки, при совершении верхней крышкой крутильных колебаний.

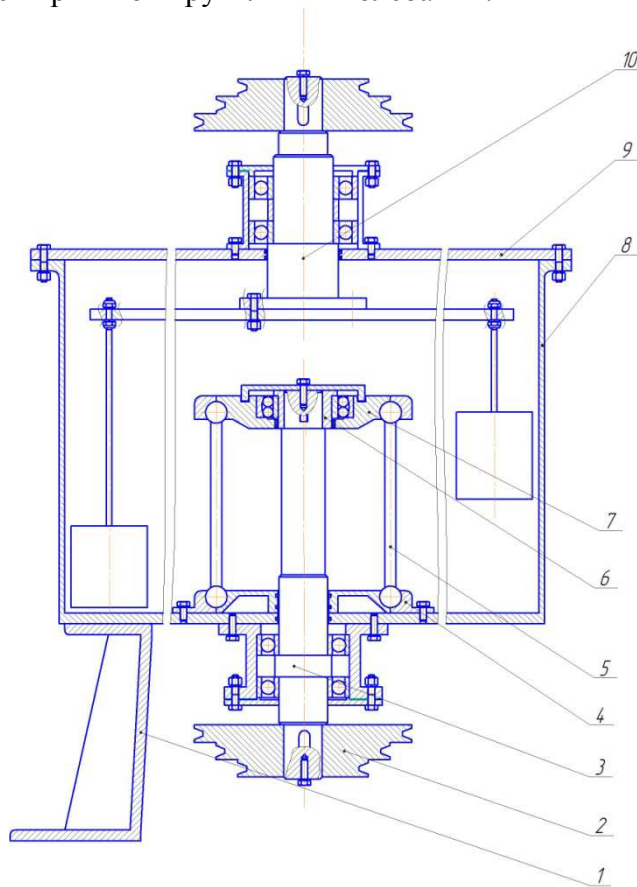


Рис.1 – Конструкция роторного бетоносмесителя: 1- ножка; 2- шкив; 3-нижний вал; 4- нижний фланец; 5-стержень; 6-эксцентриковая втулка; 7-верхний фланец; 8-корпус; 9- крышка; верхний вал;

Смеситель работает следующим образом: вначале составляющие бетонной смеси, состав которой подбирается предварительно, через окно загрузки послойно загружаются в камеру смешивания. Затем включаются привод вибратора и привод вращения ротора с лопастями. Привод вращает ротор и лопасти тем самым перемешивая приготавливаемую смесь. После включения привода вибратора на нижний вал передается вращательный момент через клиноременные передачи, а на нижнем валу верхней части вибратора установлена эксцентриковая втулка с межосевым расстоянием 2 мм, позволяющая создать крутильные колебания.

Положительными качествами вибросмесителя является разделение функций процесса смешивания: конвективное смешивание осуществляет перемешивающий орган, диффузионное – встроенный виброактиватор. Это приводит к стабилизации процесса и повышает универсальность вибросмесителя с точки зрения приготовления различных смесей.

В рассматриваемой конструкции смесителя колеблющийся перемешивающий орган (вибровозбудитель) можно представить как цилиндрическое тело, совершающее крутильные колебания, с постоянной частотой и амплитудой, изменяющейся по линейному закону вдоль продольной оси – прецессионные. В прецессионных вибровозбудителях при вращении вала корпус совершает сложное вращательное движение, называемое регулярной прецессией с углом нутаций β .

Преимущество виброперемешивания:

- Увеличение интенсивности вибраций приводит к снижению эффективности вязкости смеси и возрастанию коэффициентов смешивания, что указывает на их тесную взаимосвязь.
- Наибольшие значения коэффициентов смешивания и большая степень их зависимости от интенсивности вибраций получены для минерального порошка, размер фракции которого составляет менее 0,074.
- Применение вибрации улучшает качество смешивания, характеризуемое прочностью образцов на сжатие, на 15...20 процентов.
- Приводит к сокращению времени смешивания в 1,5... 2 раза.

Типовой график эффективности смешивания среднезернистого бетона и раствора представлен на рис.2.

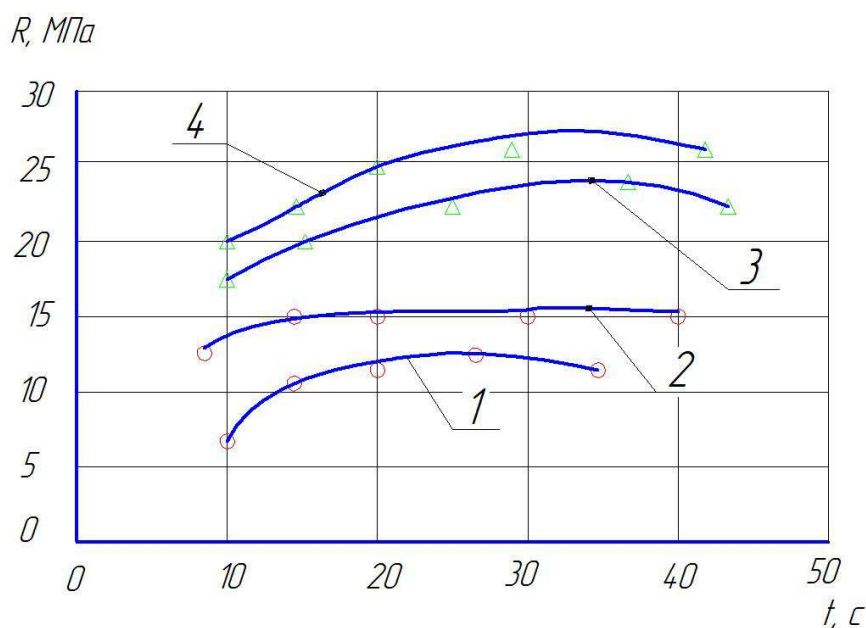


Рис.2 - Зависимость прочности образцов на сжатие от времени смешивания.

Раствор: 1 – без вибрации; 2 – с вибрацией, $A\omega/g=15$.

Среднезернистый бетон: 3- без вибрации; 4 – с вибрацией, $A\omega/g=15$.

Заключение. Таким образом, представляемая конструкция виброактиватора позволит значительно поднять качество смеси и сократить затрачиваемую на приготовление энергию. Вместе с тем, простота предлагаемого устройства обеспечить его надежность и долговечность, а также простоту изготовления.

Литература:

1. Лобанов Д.В., Ефремов И.М., Лобанова А.Н., Попов Е.В. Перемешивании упруговязкопластичных многокомпонентных сред. Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2017. №8. С. 3-5.
2. Ефремов И.М., Лобанова А.Н., Попов Е.В., Белов В.В., Строзенко О.Е., Мальцев Э.А. Роторно-вибрационный смеситель с одночастотным вибратором сферического типа тела вращения пяти полусфер. Системы. Методы. Технологии. 2017. №3(35). С. 20-23.
3. Лобанов Д.В., Ефремов И.М., Федоров В.С., Мамедов Э.М. Роторно-вибрационный смеситель с одночастотным вибратором ромбовидного типа. Системы. Методы. Технологии. 2016. №2(30). С. 55-58.
4. Лобанов Д.В., Ефремов И.М., Кузьмичев В.А., Лиханов А.А., Лобанов А.Н., Дивин Д.В. Роторно-вибрационный смеситель со сдвоенным трехчастотным эллиптическо-сферическим вибратором. Вестник машиностроения. 2015. №4. С. 87-88.
5. Лобанов Д.В., Ефремов И.М., Кузьмичев В.А., Лиханов А.А., Лобанов А.Н., Дивин Д.В. Роторно-вибрационный смеситель со сдвоенным под пружиненным двухчастотным сферическим вибратором. Вестник машиностроения. 2015. №4. С. 87-88.
6. Серебренников А.А., Кузьмичев В.А. Вибрационные смесители (конструкции, исследования, расчеты). М.: "Недра", 1999.-148 с.

To the question of improving the design of a vibroactivator in forced-action mixers

Abdukunduzov. A.V., ^{1, a} Efremov M.I. ^{2, b}

¹BratskStateUniversity, 40 Makarenko St., Bratsk, Russia

²St. Petersburg State Polytechnic University of Peter the Great, st. Polytechnic, 29, Saint-Petersburg, Russia.

^akahor0301@gmail.com, ^bmichdoker@mail.ru

Keywords: vibro-mixer, mixture, viscosity, power reduction, vibroactivator.

At present, the construction of monolithic buildings and structures is very common, and there is a growing demand for concrete or building mixtures.

Importance in the technology of production of building materials has a process of mixing, which determines the quality of the product. Therefore, the main direction of increasing the intensity of the mixing process is to control the structural and rheological properties of the mixtures, in particular the viscosity coefficient.

In the article one of the ways of obtaining a quality mixture, reducing the power of a concrete mixer and reducing the mixing time is considered.

One way to get a quality blend is the vibrating method. When vibro-displacement destroys the structural bonds of the mixture, and it becomes more fluid, and the coefficient of viscosity decreases, which is the main parameter for obtaining high-quality concrete.

The device (vibroactivator) installed vertically on the bottom of a rotary concrete mixer is presented. The drive of the vibration activator creates torsional oscillations around the fixing point and realizes the vibrational field in the concrete mixer.

О перемещении грунта по вибрирующей поверхности рабочего органа при отрицательной температуре

С.А. Зеньков

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

mf@brstu.ru

Ключевые слова: вибрирующая поверхность, рабочий орган, сдвигающее усилие.

Использован приближенный метод моделирования с разделением масштабов по осям координат, что позволяет вести исследование без изменения свойств среды. Основным требованием является создание условий распространения волн колебательного процесса в модели, тождественных натуре. Рассмотрено перемещение грунта по поверхности рабочего органа землеройной машины, совершающего колебательные движения при отрицательной температуре, и составлена его математическая модель. Проанализировано влияние колебаний высокой частоты на напряжение грунта на сдвиг по поверхности рабочего органа землеройной машины в условиях отрицательных температур. Экспериментальным путем установлено, что уменьшение напряжения грунта на сдвиг по поверхности скольжения рабочего органа при действии на него колебаний высокой частоты происходит, в основном, за счет снижения сил трения и сцепления грунта по металлической поверхности.

Введение. Разработка связных грунтов, особенно при отрицательной температуре, сопряжена с их налипанием и намерзанием на рабочий орган машины [1-19]. Одним из способов уменьшения намерзания является использование вибрации [4,6,8-11].

Методы исследования. Модель процесса сдвига пласта грунта по поверхности скольжения, излучающей высокочастотные колебания, приведенная в статье, разработана с использованием метода приближенного физического моделирования с разделением линейных масштабов по осям координат [1].

Использование приближенного метода моделирования с разделением масштабов по осям координат позволяет вести исследование без изменения свойств среды. Основным требованием является создание условий распространения волн колебательного процесса в модели, тождественных натуре.

Для описания процесса распространения колебаний ультразвукового и звукового диапазона частот воспользуемся общим уравнением распространения упругих волн в среде [1]:

$$\left(\frac{d}{dt}\right)\left[(\lambda + 2G)\frac{d^2u}{dx^2}\right] = \frac{\gamma_r d^3u}{gdt^3} + \frac{\gamma_r d^2u}{gt_2 dt^2} + \frac{kd^2u}{gt_2 dx^2} \quad (1)$$

где: λ , G - константы Ляме; u - перемещение; γ_r - объемная масса (плотность) среды; k - модуль объемного сжатия; t_2 - время релаксации (для данного процесса $t_2 = G/\eta'$); η' - вязкость среды для случая воздействия на нее высокочастотных колебаний.

Рассмотрим процесс выгрузки грунта [11]. Уравнение сдвига грунта по плоской поверхности скольжения для рассматриваемого случая составляется на основании расчетной схемы для элементарного объема с учетом действующих на него сил (рис. 1).

На элементарный объем грунта действуют следующие силы: сила веса dg , сила давления прижатия dP , силы трения dF , сила давления упругой волны dP_{v3} , действующей нормально поверхности скольжения грунта и силы трения dF_{v3} , возникающей от силы dP_{v3} , силы инерции $dP_{и}$.

Сдвигающее усилие равно сумме проекций сил на ось X:

$$dP_c = dF + dF_{v3} - dg \sin \alpha + dP_{и},$$

где α - угол наклона поверхности скольжения.

Полагаем в первом приближении, что $dF_1 \approx dF_\tau$.

Сопротивление сил трения элемента грунта о металлическую поверхность скольжения:

$$dF_\tau = \tau_n \cdot dx \cdot dz = \gamma_r \cdot tg \delta' dx dy dz,$$

где τ_n - касательное напряжение в плоскости сдвига; γ_r - объемная масса грунта; $tg \delta'$ - коэффициент трения грунта по поверхности скольжения при воздействии упругих колебаний; dx, dy, dz - линейные размеры элементарного объема.

Сопротивление от сил инерции:

$$dP_{и} = \frac{\gamma_r}{g} \cdot dx dy dz \frac{dV_x}{dt},$$

где V_x - скорость сдвига грунта по поверхности скольжения.

Сопротивление сил трения от действия давления ультразвуковой волны:

$$dF_{v3} = 2\pi f_{v3} \cdot dA_{v3} \cdot C \cdot \frac{\gamma_r}{g} tg \delta' \cdot dx dz.$$

Вес элементарного объема грунта:

$$dg = \gamma_r \cdot dx dy dz$$

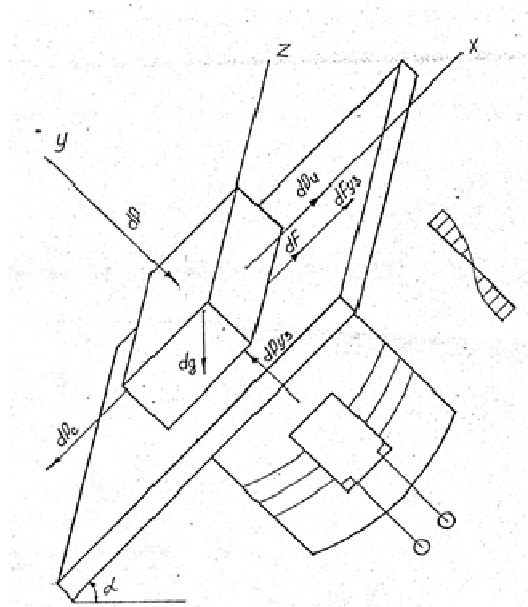


Рис. 1. Схема модели процесса перемещения элемента грунта по поверхности, излучающей колебания высокой частоты звукового и ультразвукового диапазона при отрицательной температуре

Принимая $tg\delta' = f_{np}$. (приведенный коэффициент трения с учетом адгезии и действия ультразвука при сmerzании), имеем:

$$dP_C = \gamma_r f_{np} \cdot dx dy dz + 2\pi f_{yз} \cdot dA_{yз} \cdot C \frac{\gamma_r}{g} f_{np} \cdot dx dz - \\ - \gamma_r \cdot dx dy dz \sin \alpha + \frac{\gamma_r}{g} dx dy dz \frac{dV_x}{dt}.$$

После соответствующих преобразований:

$$dP_C = \gamma_r dx dz \left(f_{np} dy + \frac{2\pi}{g} f_{yз} \cdot dA_{yз} \cdot C \cdot f_{np} - dy \sin \alpha + \frac{dV_x}{dt} \frac{dy}{g} \right),$$

где - f_{np} . определено экспериментально [9-11].

Тогда сдвигающее усилие

$$dP_C = \gamma_r dx dz \left[\frac{dx dz}{dP} (4,42 + 0,15P + 0,2W + 0,58T - 0,07t + \right. \\ \left. + 330,5D - 24DT + 59DT + 0,01PW - 0,01PT - 0,03WT - \right. \\ \left. - 19 \cdot 10^4 D^2 - 0,01P^2 - 0,02W^2 - 0,01t^2) \cdot \right. \\ \left. (dy + \frac{2\pi}{g} f_{yз} \cdot dA_{yз} \cdot C) - dy \sin \alpha + \frac{dV_x}{dt} \frac{dy}{g} \right], \quad (2)$$

где P - давление прижатия грунта;

T - температура в зоне контакта;

W - относительная влажность грунта;

t - продолжительность контакта;

D - дисперсность грунта.

Уравнение неразрывности (сплошности) движущегося пласта грунта при распространении упругой волны:

$$\frac{d\gamma_r}{dt} + \gamma_r \left(\frac{dv_x}{dx} + \frac{dv_y}{dy} \right) + v_x \frac{d\gamma_r}{dx} + v_y \frac{d\gamma_r}{dy} = 0$$

где: v_x, v_y - проекции скорости сдвига грунта.

Начальные и конечные условия имеют вид:

при $t=0$ коэффициент сцепления $C'_W = C_W$, угол внутреннего трения $\rho' = \rho$,
 угол внешнего трения $\delta' = \delta$; при $t=t$ $C'_W = C_{W_{yз}}$, $\rho' = \rho_{yз}$, $\delta' = \delta_{yз}$.

Таким образом по формуле (2) можно определить сдвигающее усилие в процессе выгрузки грунта из ковша при наложении ультразвуковых колебаний.

3. Результаты исследования и их обсуждение. Анализ влияния высокочастотных колебаний на силы сопротивления сдвигу грунта по поверхности скольжения при отрицательной температуре показывает, что сопротивление сдвигу пласта определяется величиной давления ультразвуковых волн, действующего на грунт со стороны поверхности скольжения и, в значительной степени, зависит от акустических свойств грунта. Снижение силы сопротивления сдвигу пласта грунта по поверхности скольжения при воздействии ультразвуковых колебаний может осуществляться, главным образом, за счет уменьшения сил сцепления и трения грунта по металлу. Количественную оценку наблюдаемого эффекта определим экспериментально.

Условия приближенного физического моделирования процесса сдвига грунта по поверхности, излучающей колебания звукового и ультразвукового диапазона частот,

определяются основными критериями подобия [1]. Приближенное физическое моделирование процесса сдвига грунта по поверхности, излучающей высокочастотные колебания, целесообразно проводить с разделением масштабов по осям координат. Это позволяет вести исследование без изменения свойств среды и параметров оборудования интенсифицирующего действия. Для экспериментальных исследований были использованы методы многофакторного планирования.

Эффект оценивался по величине условно-мгновенного удельного коэффициента сдвига (УМУКС), за который принимают напряжение сдвига Y , соответствующее началу перемещения образца грунта относительно рабочей поверхности, определяемое по формуле:

$$Y = \frac{P_c}{S}$$

где: P_c - нагрузка, необходимая для сдвига металлической поверхности относительно образца грунта, Н; S - площадь рабочей части примороженного образца грунта, м². Напряжение сдвига Y определялось без внешнего воздействия ($Y_{бв}$) и при ультразвуковом воздействии ($Y_{уз}$).

Для проведения активного эксперимента выбран ротатабельный центральный композиционный план (РЦКП) для пятифакторной модели с линейным ядром плана на полуреплике 2^{5-1} и общим числом точек $N = 32$, план имеет "звездные точки" с плечом $\alpha = \pm 2$). Матрица планирования и результаты многофакторного эксперимента при ультразвуковом воздействии излучателя ПМС- 6М приведены в таблице.

Таблица

Матрица планирования и результаты многофакторного эксперимента

№ Опыта	Факторы					Функции отклика	
	<i>D</i>	<i>P</i>	<i>W</i>	<i>T</i>	<i>t</i>	$Y_{бв}$, кПа	$Y_{уз}$, кПа
1	-1	-1	-1	-1	-1	29,1	2,81
2	1	-1	-1	-1	1	42,28	2,96
3	-1	1	-1	-1	1	62,67	5,07
4	1	1	-1	-1	-1	40,2	5,15
5	-1	-1	1	-1	1	105,51	2,42
6	1	-1	1	-1	-1	53,92	2,84
7	-1	1	1	-1	-1	48,34	2,00
8	1	1	1	-1	1	150,63	3,99
9	-1	-1	-1	1	1	128,02	4,91
10	1	-1	-1	1	-1	68,52	3,38
11	-1	1	-1	1	-1	82,06	6,75
12	1	1	-1	1	1	212,36	5,25
13	-1	-1	1	1	-1	124,35	4,31
14	1	-1	1	1	1	275,69	4,13
15	-1	1	1	1	1	294,98	14,61
16	1	1	1	1	-1	269,36	12,75
17	-2	0	0	0	0	50,24	5,07
18	2	0	0	0	0	120,39	4,06
19	0	-2	0	0	0	69,86	0,86
20	0	2	0	0	0	164,19	6,29
21	0	0	-2	0	0	68,54	5,15
22	0	0	2	0	0	292,39	5,65
23	0	0	0	-2	0	40,12	3,88
24	0	0	0	2	0	305,11	12,97
25	0	0	0	0	-2	59,53	4,39
26	0	0	0	0	2	239,45	7,22
27	0	0	0	0	0	185,74	8,92
28	0	0	0	0	0	179,37	7,02
29	0	0	0	0	0	192,03	8,42
30	0	0	0	0	0	187,36	8,19
31	0	0	0	0	0	184,53	7,75
32	0	0	0	0	0	184,41	7,22

Параметры оборудования для создания ультразвукового воздействия (их рациональные значения) в процессе проведения эксперимента не изменялись: частота 21,8

кГц, амплитуда 0,005 мм, продолжительность воздействия 10 с, температура нагрева излучающей поверхности 25 °С.

В результате обработки экспериментальных исследований (табл.) по программе “MNKLUX” было получено уравнение регрессии, аппроксимирующее опытные данные:

- при ультразвуковом воздействии в натуральном виде:

$$\tau_{T.A.B} = 4.42 + 0.15p_p + 0.2W + 0.58T - 0.07t + 330.5D - 24DT + 59Dt + 0.001p_pW - 0.01p_pT - 0.03WT - 19 \cdot 10^4 D^2 - 0.01p_p^2 - 0.02W^2 - 0.01t^2 \quad (3)$$

Выводы. Анализ уравнения (3) на оптимум показал, что такая точка находится в отрицательной области отклика. Все факторы в исследованном диапазоне способствуют в основном увеличению прочности смерзания. В возрастающем порядке усиления адгезии они составляют ряд: D, t, W, P, T.

Усиление влияния давления при ультразвуковом воздействии можно объяснить исчезновением под действием тепловой энергии цементационных связей льда (его таянием) и переходом связанной воды в рыхлосвязанную и свободную.

Заключение. Эксперименты показали, что прочность смерзания грунта с металлической поверхностью снижается при ультразвуковом воздействии в среднем в 25 раз.

Литература:

1. Баловнев, В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. М.: Высшая школа, 1981. - 335 с.
2. Заднепровский П.П. Теория трения скольжения. Волгоград: Офсет, 2005. 51с.
3. Rajaram G., Erbach D.C. Effect of wetting and drying on soil physical properties. // Journal of Terramechanics 1999, no. 36, pp. 39-49.
4. Wang X L., Ito N., Kito K. Study on reducing soil adhesion to machines by vibration. In: Proceedings of the 12th International Conference of ISTVS, 7-10 October, 1996 (Yu Q; Qiu L, eds), pp 539-545. China Machine Press, Beijing, China.
5. Azadegan B., Massah J. Effect of temperature on adhesion of clay soil to steel. // Cercetări Agronomice în Moldova Vol. XLV, No. 2 (150) / 2012. P. 21-27.
6. Ignatyev K.A., Filonov A.S., Zarubin D.A. Application of piezoceramic radiators for combating adhesion or soils to excavating part of an earthmoving machine Science and Education: materials of the II international research and practice conference, Vol. I, Munich, December 18th-19th, 2012 / publishing office Vela Verlag Waldkraiburg – Munich- Germany, 2012. P. 251-256.
7. Chen B., Liu D., Ning S., Cong Q. Research on the reducing adhesion and scouring of soil of lugs by using unsmoothed surface electro-osmosis method. // Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, №11(3), 1995. P. 29-33.
8. Ignatyev K.A., Filonov A.S., Lkhanag D., Battseren I. Definitions of time from the surface soil breakout body work in a high impact. // Scientific transactions № 3/139, Ulaanbaatar, Mongolia, MUST, 2013. – P. 144-146.
9. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Анализ возможного повышения производительности экскаваторов при термоакустическом воздействии для устранения адгезии грунта к ковшу // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2008. № 2. С. 137-140.
10. Зеньков С.А., Курмашев Е.В., Мунц В.В. Стенд для исследования влияния комбинированного воздействия на адгезию грунтов к землеройным машинам // Механика XXI века. 2007. № 6. С. 15-18.
11. Zenkov S.A., Kobzov D.Y., Balahonov N.A. Modelling of dredging process with vibrating digging bucket under subzero temperatures // В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 10. Сер. "International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2016" 2017. С. 012100.
12. Зеньков С.А., Плеханов Г.Н., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С. Оборудование для определения влияния жидкостного промежуточного слоя на адгезию грунта к металлическим

поверхностям рабочих органов землеройных машин // Вестник Таджикского технического университета. 2014. Т. 2. № 26. С. 28-32.

13. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Чубыкина А.С., Кожевников А.С. Анализ применения жидкостного промежуточного слоя для снижения адгезии грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2014. Т. 1. С. 189-195.

14. Зеньков С.А., Булаев К.В., Батуро А.А., Диппель Р.А. Стенд для исследования влияния интенсифицирующего воздействия на прочность смерзания грунта с металлической поверхностью рабочего органа // Механики XXI века. 2005. № 4. С. 44-49.

15. Зеньков С.А., Кожевников А.С., Кутимский Г.М. Использование электронагревательных гибких ленточных элементов для борьбы с намерзанием грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Механики XXI века. 2014. № 13. С. 156-160.

16. Зеньков С.А., Батуро А.А., Булаев К.В., Диппель Р.А. Анализ структуры рабочего органа ковшового типа с устройством внешнего интенсифицирующего воздействия для снижения адгезии грунта // Механики XXI века. 2005. № 4. С. 49-52.

17. Заднепровский Р.П. Рабочие органы землеройных и мелиоративных машин и оборудования для разработки грунтов и материалов повышенной влажности. – М.: Машиностроение, 1992. 176 с.

18. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С., Кожевников А.С. Анализ применения жидкостного промежуточного слоя для снижения адгезии грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2014. Т. 1. С. 189-195.

19. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С., Кожевников А.С. Влияние жидкостного промежуточного слоя на адгезию грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Механики XXI века. 2014. № 13. С. 152-156.

On the movement of soil on the vibrating surface of the working body at a negative temperature

S.A.Zenkov^a

Bratsk State University, 40 Makarenko St., Bratsk, Russia

^amf@brstu.ru

Keywords: a vibrating surface, a working member that shifts the force.

An approximate method of modeling with a section of scales along the coordinate axes is used, which makes it possible to conduct research without changing the properties of the medium. The main requirement is the creation of conditions for the propagation of waves in the oscillatory process in a model identical to nature. The movement of soil along the surface of the working organ of an earth-moving machine performing vibrational motion at a negative temperature is considered, and its mathematical model is compiled. The effect of high frequency oscillations on the ground stress on the shear along the surface of the working body of an earth-moving machine under conditions of negative temperatures is analyzed. It has been experimentally established that the decrease in the soil stress for shearing along the slip surface of the working element when high-frequency oscillations act on it occurs mainly due to the reduction of the frictional forces and the cohesion of the soil along the metal surface.

К вопросу устранения дефектов бетонной площадки для работы тяжелой техники

Хричков А.В.^{1,a}, Подгузов Г.В., Енин А.К., Андреев Р.С., Распопова Н.Д.

¹Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^aeclips51@mail.ru.

Ключевые слова: магнитная активация, бетонная площадка, бетонная смесь, целлюлоза, дефект

В статье рассмотрена проблема с технологическим разрушением усиленной бетонной площадки, необходимой для работы погрузчика «Ричстакера». Он перемещает ж/д контейнера, сначала на автотранспорт для загрузки целлюлозы, а затем, груженные на фитинги платформ. Проанализированы и представлены методы, которые существуют и используются в современном мире для решения проблем, связанных с дефектами бетонных площадок, которые уже находятся как в эксплуатации, так и на стадии приготовления бетонной смеси. Одним из методов решения проблемы с перемешиванием предлагается новая конструкция вибрационного смесителя с установленными постоянными высокоэнергетическими магнитами. Применение вибрации в совокупности с магнитной активацией позволяет достичь более высоких качественных показателей готовой продукции, путем приготовления однородной бетонной смеси.

В современной промышленности, существует необходимость следить за развитием своих предприятий, чтобы не отставать по производству продукта от других лидеров отрасли. Предприятие для этого своевременно приобретает необходимую технику для увеличения объемов продукции, а также её транспортировки.

Все чаще используется предприятиями погрузчик «Ричстакер» для перемещения ж/д контейнеров с погруженной целлюлозой рис 1. Работа данного погрузчика может осуществляться только на специальной бетонной площадке, которая выдерживает большие удельные нагрузки со стороны ходового оборудования, в зоне контакта колеса с поверхностью перемещения, в противном случае, есть шансы повредить дорожное полотно. Бетонная площадка была построена в 2016 году. После годовой работы погрузчика «Ричстакера», стали появляться характерные дефекты бетонной площадки рис 2.



Рис.1. Погрузчик «Ричстакер» на бетонной площадке.



Рис.2. Дефекты разрушения плиты
а) дефект заглаживания; б) дефект эксплуатации

Причинами появления дефектов могут являться: трещины, вызванные большими силовыми нагрузками на зоны контакта колес с поверхностью; технологические трещины, причинами которых могут являться: усадка бетонной смеси, пересыхание поверхностного слоя, неравномерные твердения массивных конструкций, некачественный замес бетонной смеси. Полностью избежать усадки бетонной смеси невозможно, так как продукты гидратации меньше объёма исходных материалов. Исключением могут быть лишь безусадочные и расширяющиеся цементы. Для этого применяют водоредуцирующие добавки, например, полипласт СП-1. Защитой от пересыхания бетона могут стать ряд применений технологических мер, например, обработка плёнкообразующим составом. При неравномерном твердении массивных конструкций для замедления процесса гидратации используются специальные добавки замедлители, без замедлителя процесс твердения идет более интенсивно, соответственно, идут более интенсивно усадочные процессы, что в свою очередь приводит к повышенному трещинообразованию. Бетонная площадка имеет дефект, связанный с дроблением бетона, что говорит о некачественном перемешивании бетонной смеси рис .3



Рис.3. Дефект температурной деформации

Одним из решения проблем с некачественным перемешиванием, предлагается использование конструкции вибрационного смесителя с магнитной активацией рис.4.

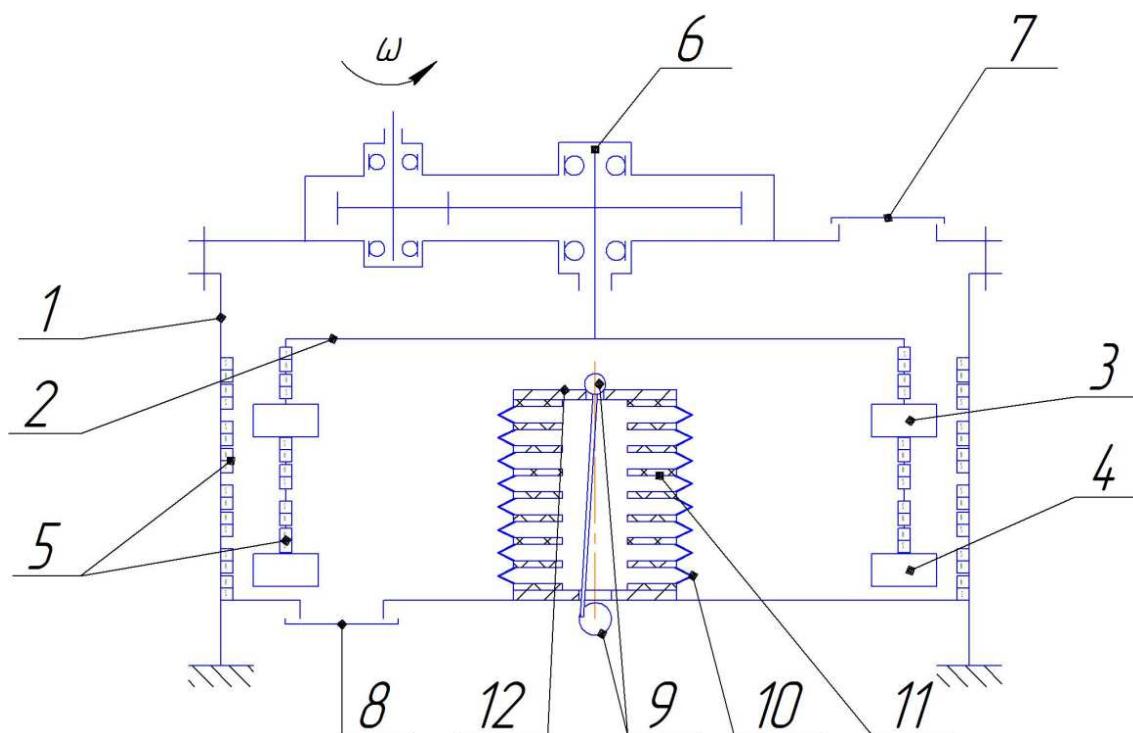


Рис 4. Вибрационный смеситель с магнитной активацией.

Вибрационный смеситель содержит камеру 1 смешивания с окнами загрузки 7 и 8 выгрузки материалов соответственно, ротор 2 с приводом 6 вращения, выполненный с лопастями 3, 4, вибратор 12, выполненный в виде тарельчатых пружин 10 с резиновыми амортизаторами 11, и жестко закрепленный в середине камеры смешивания. Вибратор 12 содержит кривошипно-шатунный механизм 9, с помощью которого тарельчатые пружины возбуждают колебания частиц в горизонтальном направлении. В смесителе имеется возможность регулировки интенсивности вибрации посредством изменения частоты вращения привода кривошипно-шатунного механизма 9. При этом на роторе и на корпусе смесителя жестко закреплены несколько пар, образующих группы, постоянных высокоэнергетических магнитов 5, функцией которых является создание высокоэнергетических магнитных полей, посредством которых обеспечивается возможность создания совокупной магнитной и вибрационной активации на смесь в целом. [1]

Внедрение в производство и использование смесителя новой конструкции позволит достичь: повышения производительности в 1,5 – 2 раза; снижения потребляемой мощности в 1,5 - 2 раза; снижения затрат на изготовление смесей до 20%; увеличения прочности готовых изделий на 10 – 15%; сокращения сроков твердения на 6 – 7 суток; возможности перемешивания как жестких, так и мелкодисперсных материалов. Магнитная активация позволяет структурировать связь между водой и вяжущими компонентами, что позволяет уменьшить количество используемых вяжущих компонентов в одном замесе; изменить реологические свойства смесей, а именно снизить вязкость смеси. [1]

Вибрационный смеситель с дополнительной магнитной активацией позволит изменить реологические свойства приготавливаемой смеси, что приведет к энергосбережению и ресурсосбережению, тем самым снизив себестоимость производства, повысив качественные показатели готовой продукции.

Литература:

1. Ефремов И.М., Федоров В.С., Банщиков А.С., Банщикова Е.С. Усовершенствование конструкции вибрационного смесителя / Евразийское Научное Объединение. 2015. № 2. С. 42.

To the issue of eliminating the defects of a concrete platform for the operation of heavy machinery

Hrichkov A.V.^{1a}, Podguzov G.V., Enin AK, Andreev R.S., Raspopova N.D.

¹Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, 665709, Russian Federation

Key words: magnetic activation, concrete pad, concrete mix, cellulose, defect

In the article the problem with technological destruction of the reinforced concrete platform necessary for the work of the loader "Richstaker" is considered. He moves the rail container, first to the truck for loading the pulp, and then loaded onto the platform fittings. The methods that exist and are used in the modern world to solve the problems associated with the defects of concrete sites that are already in operation and at the stage of preparation of the concrete mix are analyzed and presented. One of the methods for solving the mixing problem is a new design of a vibrating mixer with installed permanent high-energy magnets. The use of vibration combined with magnetic activation allows to achieve higher quality indicators of finished products, by preparing a uniform concrete mix.

УДК 666.97.031

Новая конструкция виброактиватора для смесителя цементобетонной смеси

A. С. Карпов^{1, a}, А. А. Шкорба^{1, b}, Ефремов М.И.^{2, c}

¹Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

²Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Петра Великого, ул. Политехническая, 29, Санкт-Петербург, Россия

^amrstie@mail.ru, ^cmichdoker@mail.ru

Ключевые слова: бетонная смесь; гофрированная оболочка; вибрация; вибратор; амплитуда; частота.

Авторами статьи предложена новая конструкция виброактиватора для смесителя цементобетонной смеси. Изобретение относится к устройствам для перемешивания бетонной смеси и может быть использовано в промышленности строительных материалов, в строительстве и других областях строительной индустрии для производства многокомпонентных смесей. Так же в данной статье описывается принцип действия данного виброактиватора.

В настоящее время одной из ключевых в строительной индустрии является проблема совершенствования оборудования, предназначенного для приготовления строительных смесей. Реалии современного строительного рынка предъявляют жесткие требования к технике, в частности к смесительному оборудованию. Одним из перспективных путей развития смесителей является применение вибрации, обеспечивающей повышение интенсивности рабочего процесса смешивания, в особенности на стадии диффузионного смешивания. В то же время имеется ряд проблем, препятствующих внедрению

вибрационных смесителей: сложность применения существующих моделей поведения бетонных смесей при наложении вибрации для решения прикладных конструкторских задач, разрушающее воздействие вибрации на конструктивные элементы смесителя, высокие энергетические затраты на осуществление вибрационной обработки бетонной смеси, неэффективные режимы вибрирования.

Машины, предназначенные для приготовления бетонной смеси –бетоносмесители (бетономешалки), являются ведущим оборудованием бетонных заводов и установок.

Бетоносмеситель состоит из: а) смесительного барабана (рабочий орган), в котором осуществляется перемешивание всех компонентов бетона; б) механизма загрузки, с помощью которого компоненты подаются в смесительный барабан; в) механизма для выгрузки приготовленной бетонной смеси; г) привода исполнительных механизмов машины; д) рамы (станины), на которой смонтированы все узлы бетоносмесителя.

Одним из способов перемешивания жестких бетонных смесей является вибрирование. При вибрировании разрушаются структурные связи смеси, и она становится более текучей. При этом улучшается также использование вяжущих свойств цемента, так как при соударении частиц с них удаляются продукты гидротации и в реакцию вступают новые поверхности. Однако некоторыми исследованиями установлено, что применение вибрации для перемешивания смесей, содержащих большое количество воды, существенно не увеличивает прочность бетона, в то время как энергозатраты при виброперемешивании увеличиваются в 1,5-2,0 раза.

Таким образом, виброперемешивание экономически выгодно применять для приготовления жестких бетонных смесей с мелкозернистыми заполнителями. Для этих смесей отмечается повышение прочности бетона в раннем возрасте (до 7 дней) на 25-30% и конечной прочности на 10-15%.

Вибрация может передаваться смеси через корпус смесителя или через лопасти. В последнем случае конструкция вибросмесителя существенно усложняется. Большое значение имеет правильно выбранный режим вибрирования для каждого состава смеси. Ввиду того, что смесь состоит из зерен разной массы, определенный эффект дает многочастотное вибрирование [1,2].

Вибросмеситель состоит из цилиндрической емкости –барабана с герметично закрывающейся крышкой. Внутри барабана несколько ниже продольной оси расположена труба, в которой на подшипниках установлен вал с дебалансами. Барабан вибросмесителя опирается на четыре пружины и имеет привод, соединенный с валом гибкой муфтой. Частота колебаний смесителя составляет 25 Гц. Под воздействием интенсивной вибрации смесь приобретает высокую подвижность, а ее частицы с большой скоростью независимо одна от другой совершают колебательные движения, которые по своему характеру приближаются к турбулентным, и движутся по пересекающимся траекториям, благодаря чему происходит их перемешивание. Смешиванию способствует реактивное перемещение всей смеси, вызываемое круговыми колебаниями корпуса смесителя. Движение смеси направлено в противоположную сторону вращения вала и у стенок барабана достигает скорости 8 см/с.

В вибросмесителях в результате многократного соударения частиц цемента разрушаются их поверхностные гидратированные оболочки, образовавшиеся в результате адсорбции влаги из воздуха, и обнажаются негидратированные слои, т. е. происходит активация цемента. Поверхность заполнителей в процессе виброперемешивания очищается от пленок и прослоек пылеватых, глинистых и илистых примесей, в результате чего улучшается адгезия цементного камня к заполнителям. Вибросмешивание значительно улучшает физико-технические свойства бетонов: на 30-40 % ускоряется процесс твердения в раннем возрасте; на 10-20 % повышается конечная прочность, увеличивается однородность [4-6].

Вибрирование можно эффективно использовать для приготовления жестких бетонных смесей в смесителях принудительного действия. Существуют вибросмесители, в которых

лопастные смешивающие устройства или корпуса смесителей делают одновременно и вибрирующими.

При виброперемешивании составляющие бетонной смеси перемешиваются в вибробетономешалке не с помощью лопастей или при свободном падении материала, а благодаря интенсивным вибрационным импульсам, которые передаются составляющим смеси через корпус смесителя. При таком перемешивании все загруженные в смеситель частицы приходят в движение, различные слои смеси внедряются друг в друга, благодаря чему достигается высокая однородность приготовленного материала [7,8].

Исходя из всего вышперечисленного, возникает новаторская идея о создании уникального виброактиватора, который выглядит следующим образом [3]: рис.1

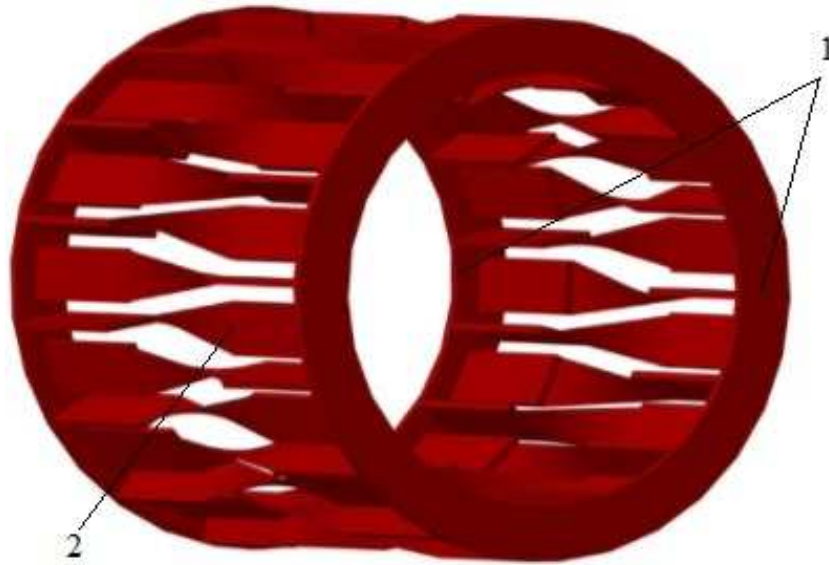


Рис. 1. Общий вид виброактиватора:1 - верхний и нижний фланец; 2 - искривленное ребро

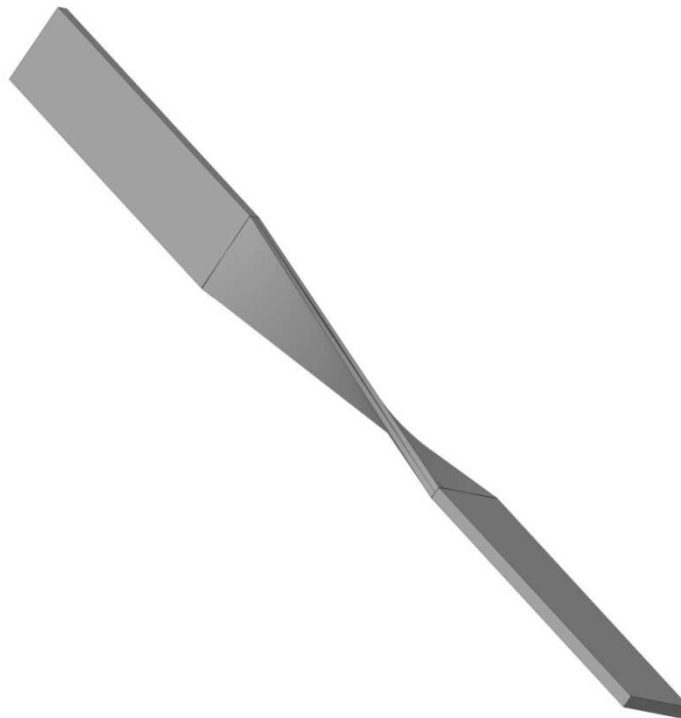


Рис. 2. Искривленное ребро

Устройство. Данный виброактиватор состоит из двух фланцев верхнего и нижнего (неподвижный; закрепленный на днище смесителя), 32 искривленных ребра, которые закреплены между двумя фланцами, на верхнем в радиальном направлении, а на нижнем по окружности с их последующим чередованием.

Принцип действия. Посредством передачи вращения от приводного вала через эксцентриковую втулку и подшипник, верхний фланец совершает крутильные колебания вокруг вертикальной оси с амплитудой равной эксцентриситету, тем самым возбуждая колебания ребер виброактиватора.

Литература:

1. Королев К.М., Аракельянц М.М. - Вибрационные смесители для приготовления бетонных и растворных смесей, 1961-54 с.
2. Скрамгаев Б.Г., Баженов Ю.М. – Виброперемешивание бетонной смеси, 1959-145 с.
3. Ганин Н.Б. – Компас 3D самоучитель, 2005-383 с.
4. Лобанов Д.В., Ефремов И.М., Лобанова А.Н., Попов Е.В. К вопросу описания процесса смесеобразования при вибрационном перемешивании упруговязкопластичных многокомпонентных сред. // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2017. № 8. С. 3-5.
5. Ефремов И.М., Лобанов Д.В., Фигура К.Н. Современные технологии интенсификации процессов перемешивания бетонных смесей. // Строительные и дорожные машины. 2011. № 1. С. 37-41.
6. Ефремов И.М., Лобанов Д.В. Новые роторные смесители с различными системами вибровозбуждения. // Строительные и дорожные машины. 2008. № 9. С. 7-9.
7. Ефремов И.М., Лобанов Д.В., Фигура К.Н. Механическая активация бетонных смесей при интенсификации процессов перемешивания. // Механизация строительства. 2011. № 2. С. 6-8.
8. Ефремов И.М., Лобанов Д.В. Исследование процесса перемешивания в роторно-вибрационном смесителе. // Механизация строительства. 2012. № 7. С. 40-43.

New design of vibration activator for cement mix mixer

A. S. Karpov^{1,a}, A. A. Shkorba^{1,b}, M.I. Efremov^{2,c}

¹Bratsk State University, 40 Makarenko St., Bratsk, Russia

²St. Petersburg State Polytechnic University of Peter the Great, st. Polytechnic, 29, Saint-Petersburg, Russia

^amrstie@mail.ru, ^cmichdoker@mail.ru

Keywords: concrete mixture; corrugated sheath; vibration; vibrator; amplitude; frequency.

The authors of the article proposed a new design of a vibroactivator for a mixer cement-mix mixture. The invention relates to devices for mixing a concrete mixture and can be used in the construction materials industry, in construction and other areas of the construction industry for the production of multi-component mixtures. Also in this article describes the principle of the action of this vibroactivator.

УДК 621.51

Расширение эксплуатационных свойств бульдозера путем установки навесного оборудования типа «Мульчер»

Плеханов Н.Г.

Братский государственный университет, Макаренко 40, Братск, Россия
E-mail address: plekhanov512@yandex.ru

Ключевые слова: бульдозер; гидропривод; мульчер; навесное оборудование

Приводятся примеры оснащения базовых машин мульчерами – оборудованием предназначенным для расчистки территорий лесозаготовок, а также очистки от лесной поросли местности, отведённой под коммуникации. Рассматривается техническое предложение по оснащению базовой машины навесным оборудованием типа мульчер, обеспечивающим возможность выполнения операций по расчистке участков лесозаготовок от порубочных остатков. В качестве базовой машины используется бульдозер. Рассматриваются технические возможности по установке, особенности эксплуатации машины. Монтаж нового оборудования может производиться путем демонтажа отвала или иного оборудования с последующей установкой мульчера. Навесное оборудование может быть установлено с любой стороны бульдозера. Для оптимизации рабочего процесса рекомендована установка мульчера в задней части бульдозера вместо стандартного рыхлителя.

Эффективное использование строительно-дорожной техники в иных отраслях, не связанных со строительством дорог или сооружений возможно лишь с применением навесного оборудования, позволяющего реализовать возможности машины с максимальным полезным эффектом. Одной из таких отраслей является лесозаготовка.

Очистка деляны от порубочных остатков является неотъемлемой операцией в процессе лесозаготовки. В настоящий момент в большинстве случаев для расчистки территории от порубочных остатков используется бульдозер. Машина перемещает древесные остатки на специально отведенные территории, выкорчёвывает пни и выравнивает поверхность. Для расчистки используется отвал, применяемый в дорожном и ином строительстве при профилировании территории. В данном случае на ходовую часть бульдозера действуют повышенные нагрузки, так как корчевание пней является процессом, требующим иного подхода в выборе навесного оборудования.

В случае с расчисткой делян от порубочных остатков наиболее оптимальным решением является использование мульчера. Самоходная машина является достаточно дорогой единицей техники, требующей объем затрат на обслуживание сопоставимый с затратами на использование дорожно-строительной техники. В таком случае наиболее рациональным решением является установка навесного оборудования в виде мульчера на базовую машину. В нашем случае, базовой машиной будет являться бульдозер.

Предназначение мульчеров – измельчение древесины, пней, травы, веток, кустарника. В процессе работы машина срезает деревья и кустарники и перемалывает их в щепу, которую затем перемешивает с верхним слоем почвы[1] (см. рис.1).

В лесном хозяйстве мульчеры применяются следующих основных задач:

- срезание (сваливание) деревьев и их измельчение;
- удаление пней при восстановлении леса, лесопосадок и садов, при прокладке дорог, магистралей;
- удаление кустарников, побегов молодых деревьев;
- очистка лесных массивов, парков, садов от хвороста, измельчение упавших веток;

– удаление (измельчение) остатков деревьев после лесозаготовки.

Основные преимущества мульчеров:

– крайне высокая производительность, обработка и поддержание в порядке больших площадей территорий, лесных угодий;

– использование мульчера заменяет несколько видов работ: рубку деревьев и кустарников, их корчевку, складирование, сжигание (вывоз остатков после мульчера не требуется);

– удаление и утилизация древесной растительности и порубочных остатков за один проход;

– безопасность;

– повышение противопожарной безопасности – благодаря мульчированию появление новой поросли возобновляется не ранее чем через семь-восемь лет.



Рис. 1. Общий вид фрезы мульчера

Мульчеры классифицируются на механические и гидравлические. Гидравлический мульчер имеет ряд преимуществ, таких как высокую эффективность, простоту конструкции, простоту установки и эксплуатации, а также высокую надежность. Кроме того, базовой машиной для такого типа мульчера может являться любая строительно-дорожная техника, оснащенная гидравлической системой с достаточной производительностью.

Основные элементы мульчера представлены на рис. 2.

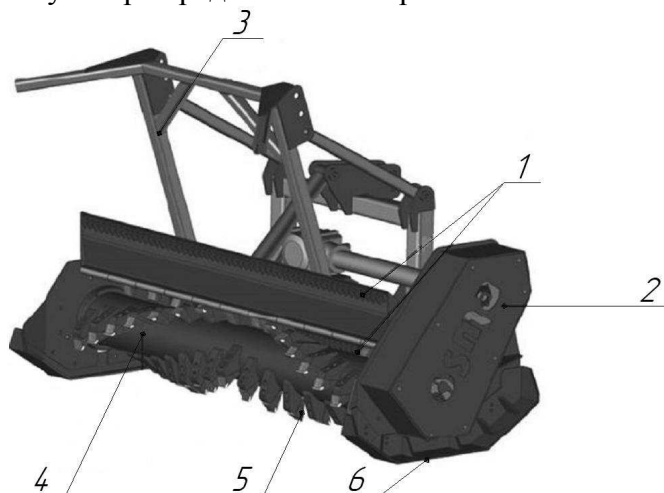


Рис.2. Навесное оборудование мульчер

1 – корпус; 2 – ременная передача (1 шкив, 4 клиновых ремня); 3 – защитная рамка-толкатель; 4 – ротор с фиксированными ножами; 5 – ножи; 6 – поддерживающие направляющие

Монтаж нового оборудования может производиться путем демонтажа отвала или иного оборудования с последующей установкой мульчера. В таком случае новое навесное оборудование может быть установлено с любой стороны бульдозера.

Для оптимизации рабочего процесса рекомендована установка мульчера в задней части бульдозера вместо стандартного рыхлителя (см. рис. 3). Обусловлено это тем, что стандартный отвал может быть использован в качестве вспомогательного оборудования в процессе расчистки деляны, а рыхлитель на грунтах I-III категории, на которых преимущественно ведется лесозаготовка в Сибири, используется только в зимний период.



Рис. 3. Компоновка бульдозера с установленным мульчером

После монтажа имеющиеся гидроцилиндры перемещения рыхлителя будут использованы для перемещения мульчера. Приведение в действие нового навесного оборудования производится за счет рабочей жидкости гидросистемы базовой машины, приводящей в действие гидромотор мульчера, который, в свою очередь, приводит в действие ротор, снабженный ножами для измельчения порубочных остатков и смешивания их с грунтом.

Производительность мульчера будет напрямую зависеть от производительности гидравлической системы базовой машины. Используемые в большинстве случаев в дорожном строительстве Сибирского региона бульдозеры отвечают необходимым требованиям производительности для обеспечения работы мульчера, способного перемалывать пни диаметром 0,3-0,4 м.

Управление положением мульчера может осуществляться теми же способами, что и стандартным навесным оборудованием. Но потребуются оснащение органов управления дополнительными кнопками для приведения в действие ротора мульчера.

Главной особенностью данной компоновки является тот факт, что движение машины будет осуществляться задним ходом. В таком случае необходима установка дополнительных зеркал, для удобства управления. Так как движение будет осуществляться только по прямолинейной траектории, нет необходимости совершать маневры, требующие особого внимания оператора.

Самым оптимальным вариантом в данном случае будет являться установка дополнительных рычагов с обратной стороны кабины для передвижения машины, а также поворотного устройства для кресла оператора. Тем самым, может обеспечиваться управление машины в стесненных условиях, а также возможность маневрирования для расчистки четко разграниченных территорий.

Данное решение позволяет снизить номенклатуру машин для осуществления всех стадий технологического процесса не только на участках лесозаготовки, но и в дорожном строительстве. Повысить коэффициент задеирования парка техники, а также снизить количество операторов, управляющих и обслуживающих технику.

Литература:

1. <http://www.tradicia-k.ru/articles/mulchery-ot-tradicii-k-dlya-resheniya-problem-lesovosstanovleniya/>

Expansion of operational properties of the bulldozer by installation of the hinged equipment like Mulcher

N.G. Plekhanov
Bratsk State University, Makarenko St. 40, Bratsk, Russia
E-mail address: plekhanov512@yandex.ru

Keywords: bulldozer; hydraulic actuator; mulcher; hinged equipment

Examples of equipment of basic machines mulcher – the equipment intended for clearing of territories of logging and also cleaning of forest young growth of the area allocated under communications are given. The technical offer on equipping of the basic machines considered by the hinged mulcher equipment providing a possibility of performance of operations on clearing of sites of logging from the felling remains. As the basic machine the bulldozer is used. Technical capabilities on installation, feature of operation of the machine are considered. Installation of the new equipment can be made by dismantling of a dump or other equipment with the subsequent installation of a mulcher. The hinged equipment can be installed from any party of the bulldozer. For optimization of working process installation of a mulcher in a back part of the bulldozer instead of the standard ripper is recommended.

УДК534 01;622 24 053

Разработка методики расчета мощности привода вибрационного валкового рабочего органа

А.Х.Файзов^{1а}, С.Н.Герасимов^{2б}, Л.А.Мамаев^{3с}, В.С.Федоров^{4д}, С.В. Герасимов^{5и}.

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^аazamat.fayzov@mail.ru, ^бsdm_gerasimov@rambler.ru, ^сpro_uche@brts.ru,
^дfedorov-v-s@yandex.ru, ^иgerasimovsv@rambler.ru

Ключевые слова:валковый рабочий орган, бетонная смесь,градиентный слой, вибрация, мощность.

Исследование процессов, происходящих в бетонной смеси при ее контакте с поверхностью выравнивающих рабочих органов показало, что природа этих процессов сложна и разнообразна. Известно, что бетонная смесь представляет собой дисперсную систему, обладающую упругими, вязкими, тиксотропными, коагуляционными и другими свойствами. Составы бетонных смесей, применяемых в строительстве, разнообразны. Это обстоятельство затрудняет возможность точного математического описания процесса, происходящего между трущейся поверхностью рабочего органа и бетонной смесью.

В ходе трения выравнивающего и рабочего органа в области бетонной смеси совершается разрушение структуры поверхностного слоя и в соответствии с этим перераспределение частиц заполнителя градиентного слоя

с механическим вдавливанием в бетонную смесь больших фракций. Безусловно, то что механическое (фрикционное) изменение структуры поверхностного слоя влечет за собой изменения реологических свойств бетонной смеси, в следствии чего градиентный слой получает некоторую подвижность, помимо этого, открываются упруго-вязкие качества обрабатываемой среды. Попытки аналитически учитывать в совокупности данные проявления приводят к чрезвычайно громоздким математическим выкладкам и окончательные формулы затрат энергии на выравнивание получаются в виде, неприемлемом для их конкретного использования.

Однако промышленность железобетона требует хотя бы приближенных, но верных данных для определения энергозатрат процесса выравнивания при условии удовлетворения необходимых требований к чистоте выравнивания и рельефообразования поверхности изделий. И это естественно, так как без этих данных невозможно правильно спроектировать выравнивающую машину.

В связи с этим и была поставлена задача - дать упрощенные, но вместе с тем и достаточно точные методы расчета мощности, затрачиваемой на привод валкового рабочего органа с поперечно вибрирующими движениями, направленными в горизонтальной плоскости перпендикулярно направлению выравнивания.

Введение. Определение наиболее точного метода измерения энергоёмкости с применением теории моделирования имеет важное значение т.к. на базе этих исследований определится энергоёмкость генератора колебаний для новых типов выравнивающих машин [1-2].

Один из факторов недостаточно удовлетворительной работы существующих валковых выравнивающих машин заключается в том, что в некоторых случаях неверно выбрана мощность привода рабочего органа, из-за чего валок вращается с проскальзыванием, а в некоторых случаях и вообще останавливается. [3-7]. Кроме этого, на качество выравнивания отрицательно оказывает большое влияние неравномерная скорость выравнивания, что появляется в случаях пробуксовки колес портала машины [8].

Теоретическое определение общей мощности привода вибрационно-валкового рабочего органа

Приведем расчет мощности привода валка и выравнивающей машины, применяя методику А.В. Болотного [1].

Суммарная мощность двигателей выравнивающей машины запишется в следующем виде:

$$N_0 = N_1 + N_2 + N_3 + N_4, \quad (1)$$

где: N_1 – мощность, расходуемая на вращение валка;

N_2 – мощность, расходуемая на перемещение волны бетонной смеси;

N_3 – мощность, расходуемая на передвижение машины;

N_4 – мощность, расходуемая на привод поперечных колебаний.

Мощность, расходуемая на вращение валка определяется по формуле:

$$N_1 = \frac{P_{\text{вп}} \cdot B \cdot v_B}{R}, \quad (2)$$

где v_B - окружная скорость валка, м/с;

R_B - радиус валка, м; B – длина валка, м;

$P_{\text{вп}}$ – сопротивление вращению валка, кг;

$P = f_1 G$;

f_1 – коэффициент трения бетонной смеси по стали ($f_1 = 0,5..0,7$);

G – давление валка на бетонную смесь, определяемое по формуле

$$G = \frac{\eta \omega_B B h_{cp}^4}{H_c^3},$$

здесь H_c - толщина слоя, в котором происходит перераспределение частиц бетонной смеси в процессе выравнивания (градиентный слой), м;

ω_B - угловая скорость вала, c^{-1} ;

h_{cp} - толщина избыточного слоя бетонной смеси, срезаемой валком при выравнивании (обычно $h_{cp} = 0,01$ м);

η - коэффициент вязкости бетонной смеси.

Мощность N_2 расходуемая на перемещение волны бетонной смеси (рис.1) определяется из размеров волны объемом $b \times h \times B$.

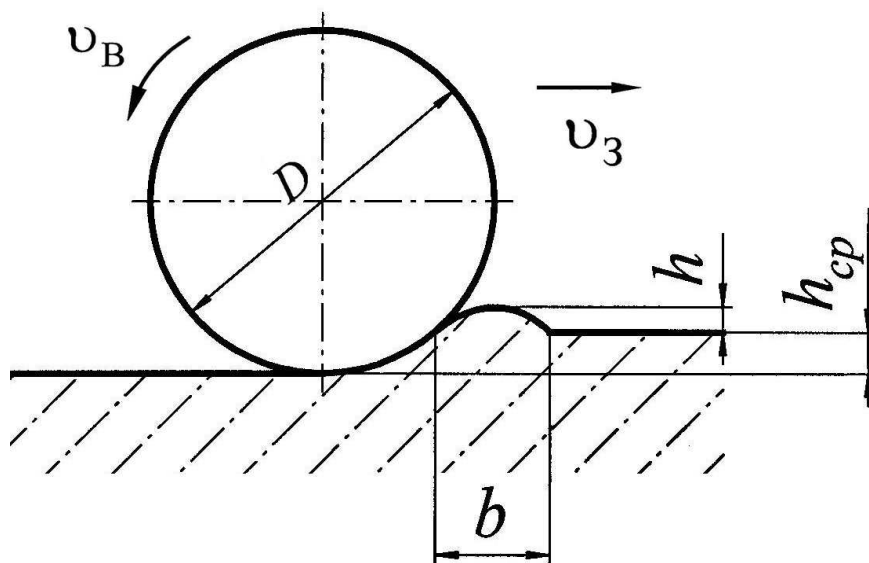


Рис.1 Схема к определению мощности привода вала

Вес этой волны выражается

$$Q = \frac{bhB \cdot \rho_{бет}}{2},$$

где $\rho_{бет}$ - плотность бетонной смеси, $кг/м^3$.

Сопротивление P_1 перемещению бетонной смеси

$$P_1 = Q f,$$

где $f = 0,5..0,6$ - коэффициент внутреннего трения бетонной смеси.

Следовательно, мощность на перемещение волны бетонной смеси

$$N_2 = P_1 v_3, \quad (3)$$

где v_3 - скорость выравнивания, м/с.

Мощность, расходуемая на перемещение машины,

$$N_3 = \frac{P_K v_3}{\eta_1}, \quad (4)$$

где η_1 - КПД трансмиссии;

P_K - сопротивление качению колеса трения в подшипниках.

$$P_K = \frac{G_M(2\mu + df_2K_P)K_{II}}{D_K},$$

где: G_M - масса машины, Н;

μ - коэффициент трения качения (0,03..0,05);

d - диаметр подшипника ходового колеса, м;

K_P - коэффициент трения скольжения в ребордах колес (1,45..2,20);

f_2 - коэффициент трения в подшипниках (0,015..0,1);

D_K - диаметр ходового колеса, м;

K_{II} - коэффициент инерции покоя (3,0..4,0).

Мощность привода поперечных колебаний валка определится выражением

$$N_4 = P_{non} \cdot v_{II \max},$$

где P_{non} - сопротивление поперечному сдвигу валка, Н;

$v_{II \max}$ - максимальное значение скорости поперечных колебаний, м/с.

Сопротивление поперечному сдвигу складывается из двух составляющих:

$$P_{non} = F_{упр} + F_B.$$

Сила упругости пружины, поджимающей валок (рис.2)

$$F_{упр} = c_{пр} \cdot \Delta l,$$

где $c_{пр}$ - жесткость пружины, Н/м;

Δl - величина деформации пружины, м.

Сила сопротивления поперечного сдвига валка по бетонной поверхности

$$F_B = \tau_0 S_{нов} f_1,$$

Где τ_0 - предельное напряжение сдвига бетонной смеси, Па;

$S_{нов}$ - площадь поверхности валка, находящейся в зоне контакта рабочего органа с

выравниваемой бетонной поверхностью, м²; $S_{нов} = \frac{B \cdot D \cdot \varphi}{2} = \frac{B \cdot D}{2} \cdot \arccos\left(1 - \frac{2h_{ср}}{D}\right),$

Здесь: B - длина валка, м;

D - диаметр валка, м;

$h_{ср}$ - толщина срезаемого слоя бетонной смеси, м;

φ - угол контакта валка с бетонной смесью, рад.

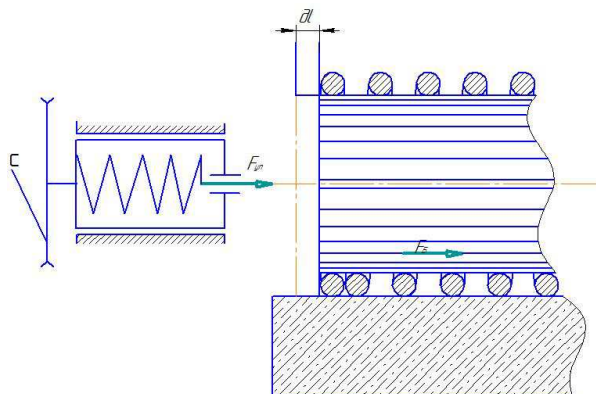


Рис.2 Схема к определению мощности привода поперечных колебаний

В итоге мощность привода поперечных колебаний валка определится следующим образом:

$$N_4 = \left[c_{np} \cdot \Delta\ell + \tau_0 \frac{B \cdot D}{2} \cdot \arccos \left(1 - \frac{2h_{cp}}{D} \right) \right] \cdot f_1 \cdot v_{\Pi \max} \quad (5)$$

Теперь, подставив (2.31), (2.32), (2.33) и (2.34) в формулу (2.30), можно написать ее в общем виде:

$$N_0 = \frac{P \cdot B \cdot v_B}{R_B} + P_1 \cdot v_3 + \frac{P_K \cdot v_3}{\eta_1} \left[c_{np} \cdot \Delta\ell + \tau_0 \frac{B \cdot D}{2} \cdot \arccos \left(1 - \frac{2h_{cp}}{D} \right) \right] \cdot f_1 \cdot v_{\Pi \max} \quad (6)$$

С целью доказательства теоретического подхода коэффициент к определению N_4 были довольно проведены измерения мощности расходуемая поперечных колебаний.

Заключение

Таким способом, полученное выражение позволяет обоснованно выбирать требуемую мощность привода выравнивающего вала и эффективно подходить к созданию валковых выравнивающих машин. Количество учтенных факторов и вид зависимостей обеспечивает возможность их использования и большую точность расчетов в конструкторско-инженерных исследованиях.

Литература:

1. Болотный А.В. Заглаживание бетонных поверхностей.- Л.: Стройиздат, 1979.- 126с.
2. Багулов А.И. Исследование процесса заглаживания поверхности свежетоформованных пространственных конструкций: Дис...канд. техн. наук: 05.05.04: В 2 т. / Ленингр. инженер.-строит. ин-т.-Л., 1971.Т.1.- 113с., 18 л. ил.Т.2.- 35с.
3. Алксейцев В.С. Разработка вибрационных методов обработки свежетоформованных бетонных изделий: Дис...канд. техн. наук: 05.23.05 / Моск. инженер.-строит. ин-т.-М., 1981.-148с.:
4. Во КуангЗием. Определение параметров машин для обработки незатвердевших бетонных поверхностей, имеющих водостойкие добавки: Дис...канд. техн. наук: 05.05.04 / Ленингр. инженер.-строит. ин-т.-Л.-1993.- 145с.
5. Лебедев М.Н., Болотный А.В. Определение мощности привода машин для заглаживания железобетонных изделий // Исследование рабочего процесса строительных машин: Сборник трудов. -Л.: ЛИСИ, 1968. -№53
6. Мамаев, Л.А. Исследование процессов рельефной обработки бетонных поверхностей: дис канд. техн. наук / Л.А. Мамаев. - Л.: ЛИСИ, 1979. - 194 с
7. Матвеев И.Б. Гидропривод машин ударного и вибрационного действия. -М.: Машиностроение, 1974. 184 с.
8. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов.: Баумана В.А. и др. -М.: Машиностроение, 1978. - 549 с.
9. Савинов О.А. Вибрационноеуплотнение бетонных смесей в гидротехническом строительстве / О.А. Савинов. - Л.: Энергия, 1973. - 54 с.
10. Савинов О.А. Вибрационная техника уплотнения и формирования бетонных смесей / О.А. Савинов, Е.В. Лавринович. - Л.: Стройиздат, Ленинград. отд-ние, 1986. - 280 с.
11. З.П.Ребю, Вибрирование бетона: пер. с фр. / П. Ребю. - М.: Физматгиз, 1970. - 256 с.
12. Блехман И.И. Исследование вынужденных колебаний некоторых вибрационных машин со многими вибраторами / И.И. Блехман Г.Ю. Джанелидзе // - М.: Сув. АН СССР. ОТЧ. 1958 №3. С. 47-56.
13. А.Х.Файзов, Н.Н.Коголь, Л.А.Мамаев, С.Н.Герасимов// Методы и приборы для измерения шероховатости поверхности бетонных конструкций Инновационные технологии в строительстве, теплогазоснабжении и энергообеспечении: Материалы V Международной научно-практической конференции/Под ред. Ф.К.Абдразакова. - Саратов: 2017. - 223с.
14. А.Х.Файзов, Л.А.Мамаев, С.Н.Герасимов// Моделирование режимов заглаживания, обеспечивающих отсутствие микродефектов бетонной поверхности.- Системы методы технологии №4 (36), 2017-87

Development of a technique for calculating the drive power of avibrating working roller

A.H. Fayzov^{2a}, S.N.Gerasimov^{2b}, L.A.Mamaev^{3c}, V.S Fedrov^{4d}, S.V.Gerasimov⁵ⁱ

BratskState University, Makarenko 40, Bratsk, Russia

^aazamat.fayzov@mail.ru, ^bsdm_gerasimov@rambler.ru, ^cpro_uche@brts.ru,
^dfedorov-v-s@yandex.ru, ⁱgerasimovsv@rambler.ru

Keywords: roller working element, concrete mixture, gradient layer, vibration, power.

Investigation of the processes occurring in the concrete mixture at its contact with the surface of leveling working bodies has shown that the nature of these processes is complex and diverse. It is known that a concrete mixture is a dispersed system having a coefficient of elastic, viscous, thixotropic, coagulating and other properties. Compositions of concrete mixtures, in construction, are diverse. This circumstance complicates the possibility of an accurate mathematical description of the process occurring between the rubbing surface of the worker and the concrete mixture.

During the friction of the leveling working element in the area of the concrete mixture, the structure of the surface layer is destroyed and, accordingly, the redistribution of the aggregate particles will be determined by the gradient layer with mechanical pressing into the concrete mixture of large fractions. Certainly, the mechanical (frictional) change in the structure of the properties of the surface layer entails changes in the rheological properties of the concrete mixture, in consequence of which the gradient layer of the causative agent acquires some mobility, the circuit, in addition to oscillating it, opens the elastically bounded concrete concrete qualities of this processed angle. Attempts of such an analytically diameter to take into account the roll in the aggregate manifestation data lead to fracture resistance to extremely cumbersome mathematical calculations and the exact final formulas for the distribution of the energy costs of the circumferential on the leveling of the concrete are obtained in the form of an unacceptable circumferential for their specific use.

However, the industry of reinforced concrete requires at least approximate, but correct this data to determine the energy costs of the process quantity provided that the necessary requirements for the cleanliness of the leveling consumed and the relief of the surface of the products are met. And this is natural, since without the particles of these fluctuations of the given diameter, it is impossible to break the correct roll by designing a leveling machine.

In this connection, the task was set to give simplified, but at the same time, fairly accurate methods of calculating the power expended on driving a roller working organ with transversely vibrating motions, directed in a horizontal plane perpendicular to the theoretical alignment direction.

Скольжение между поверхностью рабочего органа и заглаживаемой средой

Файзов А.Х.^{1,a}, Мамаев Л.А.^{2,b}, Герасимов С.Н.^{3,c}, В.С.Федоров^{4d},
Ф.Ш. Гаджиев⁵ⁱ.

ФГБОУ ВО Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия.

^aazamat.fayzov@mail.ru, ^bsdm_gerasimov@rambler.ru, ^cpro_uche@brts.ru,

^dfedorov-v-s@yandex.ru, ⁱgadzhiev-farkhad@mail.ru

Ключевые слова: градиентный скорости, градиентный слой, плотность, деформация, рабочий орган, бетонный смесь.

Для выявления особенностей, присущих тем или иным структурированным системам при пластических деформациях, неременным условием является охарактеризованные их реологических свойств, т.е. характера законов деформирования.

С этой целью рассматриваемые системы, несмотря на их дискретность, обычно считают квазиоднородными, что позволяет отображать их реологические свойства комбинацией феноменологических элементов, обладающих свойствами упругости, вязкости, сухого трения. Комплекс характеристик, определяющий основные свойства этой структуры является ее реологической моделью. При построения реологических моделей, аппроксимирующих свойства тех или иных дисперсных систем, их обычно рассматривают как некую структуру, состоящую из конечного числа определенным образом сочетающихся феноменологических элементов.

Поскольку невозможно построить универсальную модель материалов, исчерпывающе и всесторонне описывающую его свойства при любых технологических воздействиях, подбирают модель, наилучшим образом отражающую наиболее существенные для данного процесса свойства материала.

Так, например, некоторые процессы требуют знания эффекта упругого последствия, в силу чего упругие характеристики системы в этих случаях необходимо учитывать. В других случаях, когда пластические деформации значительно превышают упругие последними иногда можно пренебречь [1-2].

Введение. Однако бетонная смесь является системой с широким диапазоном изменения размеров составляющих ее зерен и агрегатов.

Поэтому допущение о квазиоднородности справедливо лишь в том случае, если размер наибольшего структурного элемента значительно меньше характерного размера, определяющего тот или иной технологический процесс (диаметра трубопровода, щель вискозиметра и т.д.)

Толщина же градиентного слоя, образующего при движении тиксотропных систем вдоль твердой стенки, весьма невелика и соизмерима о величиной структурообразующих элементов. Следовательно, в данном случае применение реологических моделей, отражающих свойства квазиоднородных систем недопустимо, и, при описании интересующих нас процессов, необходимо учитывать дискретность материала [3].

Рабочий орган заглаживающего устройства, при своем движения по поверхности обрабатываемого изделия, увлекает за собою бетонную смесь, в результате чего образуется градиентный слой. При этом скорость поверхности рабочего органа, вследствие скольжения

его, значительно отличается от национальной скорости градиентного слой, определяющего эпюру скоростей.

Однако именно скорость поверхности рабочего органа, наряду с реологическими константами, являются исходными данными, на основании которых может быть произведен расчет режима заглаживания.

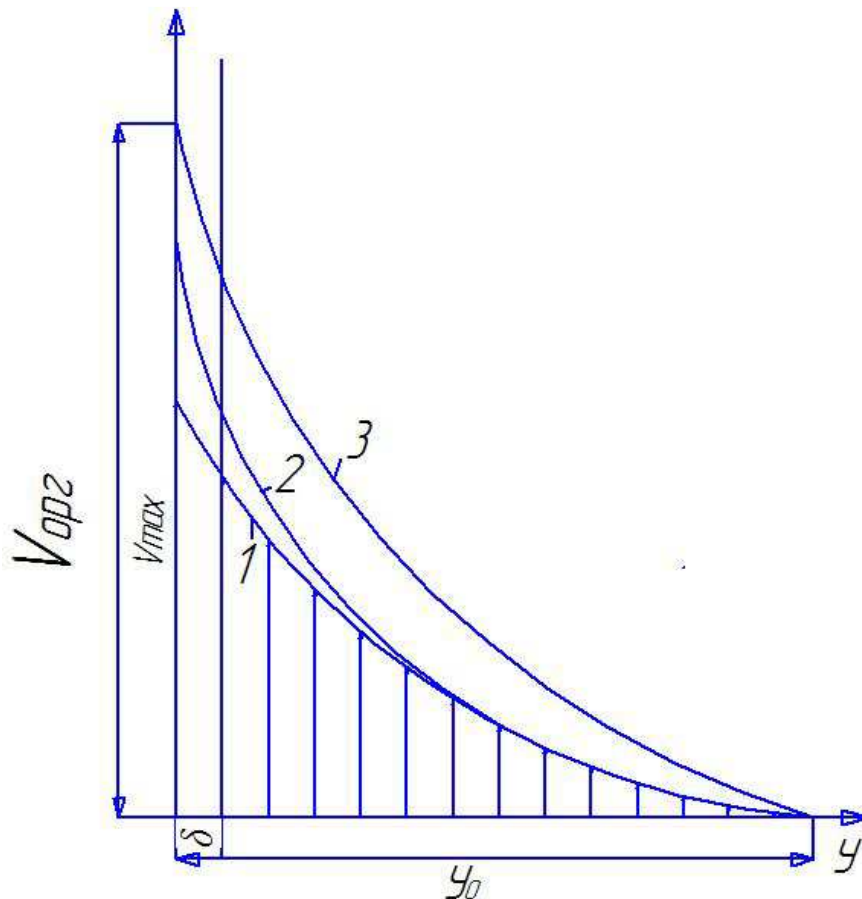
Поэтому определение соотношения между $V_{орг}$ - скоростью поверхности рабочего органа и V_{max} - максимальной скоростью градиентного слоя приобретает чрезвычайно важное значение.

Это соотношение будет в виде зависимости

$$\xi = \frac{V_{max}}{V_{орг}} \quad (1)$$

Как это следует на внешний вид эпюры скоростей в градиентном слое, при движение по поверхности бетона заглаживающего рабочего органа может быть представлен эпюрой 1(рис.1а), состоящей на двух участков – линейного, определяющего слой скольжения δ , и параболического, характеризующего течение основной массы материала градиентного слоя.

Поскольку толщина слоя скольжения δ мала по сравнению с толщиной градиентного слоя Y_0 , представляется возможным эпюру 1 заменить эпюрой 2, характеризующейся скачком скоростей при $Y=0$. При незначительной погрешности такое допущение оправдывается еще и тем, что очертание параболической части эпюры в данном случае не имеет значения.



а)

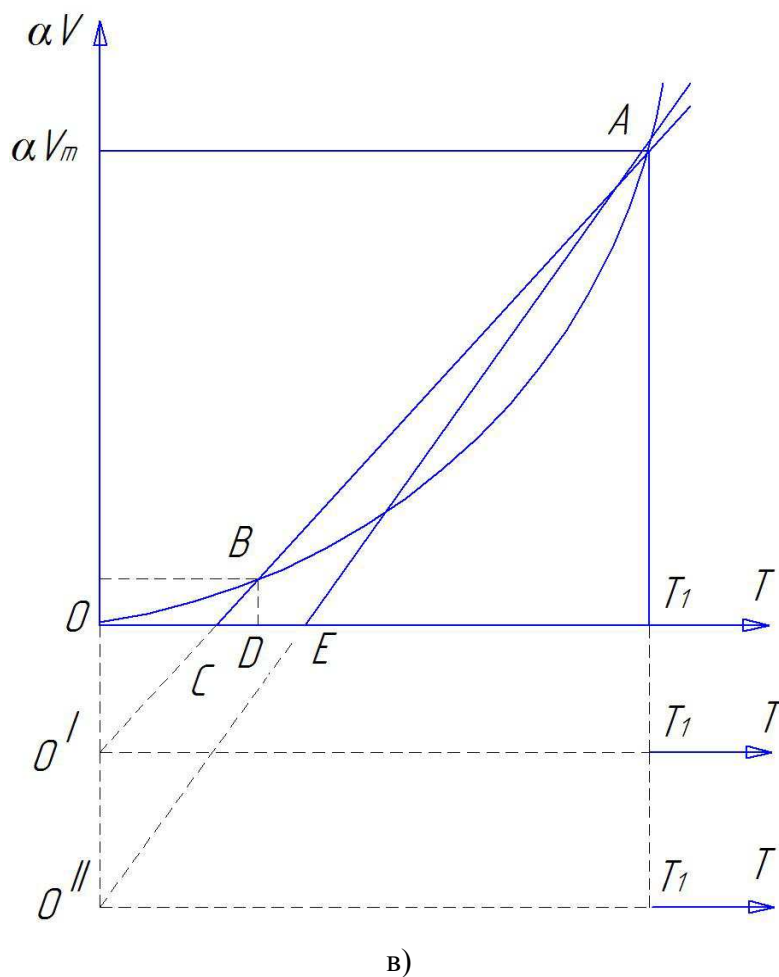
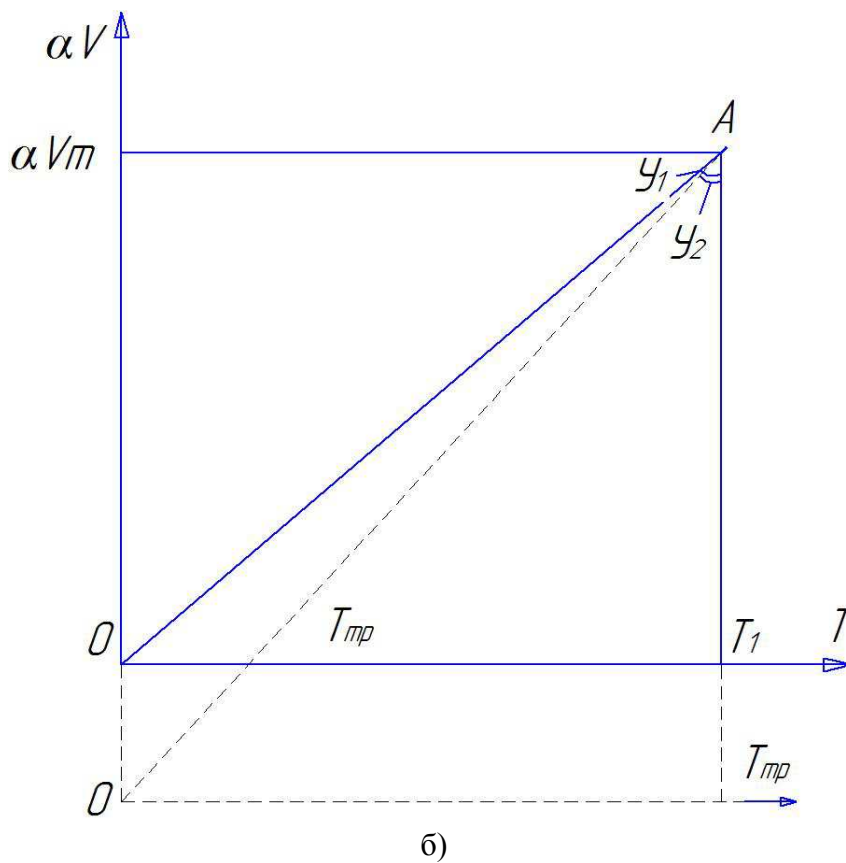


Рис.1-Эпюра скоростей в градиентного слое при движение по поверхности бетона заглаживающего рабочего органа

Таким образом, движение рабочего органа относительно заглаживаемой поверхности со скоростью $V_{орг}$, при наличии скольжения, эквивалентно по напряжению движению его без скольжения со скоростью V_{max} .

Напряжение сдвига структурированной системы, определяемое степенным выражением

$$\tau = k \left(\frac{dv}{dy} \right)^n \quad (2)$$

можно представить в виде формулы Ньютона

$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dy} \quad \text{где} \quad (2a)$$

структурная вязкость системы $\eta = k \left(\frac{dv}{dy} \right)^{n-1}$

Скорость деформации поверхности градиентного слоя можно представить в виде

$$\frac{dv}{dy_{(0)}} = \frac{n+1}{n} \cdot \frac{V_{max}}{Y_0} \quad (3)$$

Поэтому, объединив (30a) и (31), напряжение на поверхности рабочего органа можно выразить равенством

$$\tau = \alpha \cdot \eta \cdot V_{max} \quad \text{где} \quad (4)$$

$$\alpha = \frac{n+1}{n} \cdot \frac{1}{Y_0} \text{ - константа для данной системы.}$$

При наличии скольжения, касательные напряжения по существу являются напряжения сил трения, которые можно себе представить как складывающиеся трения массы о твердую поверхность (внешнее трение) и сопротивление массы деформации (внутреннее трение). Очевидно, что при отсутствии скольжения отсутствует внешнее трение и имеет место лишь внутреннее трение системы, определяемое некоторой вязкостью, присущей данной системе при той или иной скорости деформации.[4]. Вязкость эта определяется отношением напряжения сдвига к скорости деформации, пропорциональной для поверхности градиентного слоя, его максимальной скорости в соответствии с уравнения (2), и геометрически представляет собой тангенс угла Y_1 (рис.2). В этом случае скорость рабочего органа $V_{орг}$ совпадает с V_{max} максимальной скоростью градиентного слоя.

По мере увеличения скольжения, что может быть вызвано уменьшением шероховатости рабочего органа, возникает некоторая разность между $V_{орг}$ и V_{max} , тем большая, чем больше скольжения.

Рабочий орган движется со скольжением по поверхности заглаживаемого материала, приводя его в движение со скоростью равной V_{max} (рис.2). Заменяем реальный заглаживаемый материал некоторым фиктивным, таким, у которого скорость его поверхности равнялась бы скорости рабочего органа, при тех же самых значениях напряжения и толщины градиентного слоя. Эпюра скоростей в этом случае примет вид 3 (рис.1). Рассмотрим теперь оба материала, деформируемые без скольжения и характеризуемые эпюрами 2 и 3. Очевидно, что при всех прочих равных условиях различие их может вызываться лишь различием реологических характеристик. Такое различие должно

привести и к различию вязкости на поверхности градиентного слоя[5]. Причем ясно, что вязкость фиктивного материала должна быть меньше вязкости реального, определяемого эпюрой 2.

Поэтому, проведя из точки A (рис.2) прямую под углом Y_2 , соответствующим вязкости фиктивной системы на поверхности градиентного слоя, до пересечения с осью скоростей деформации, мы получим значение $\alpha V_{орг}$ в виде суммы двух отрезков $O\alpha V_{max}$ и OO' . Отрезок OO' очевидно, и является скоростью скольжения, умноженной на коэффициент α , равной разности $\alpha V_{орг}$ и αV_{max} . С изменением скольжения при сохранении постоянного напряжения сдвига τ_1 и угол Y , будет меняться, что повлечет за собой изменение отрезка OO' , определяющего скорость скольжения. В этих случаях очку пересечения луча $O'A$ с осью абсцисс можно представить как значение напряжения внешнего трения $\tau_{тр}$, имеющего место при скольжении. Характер деформирования структурированных систем, как известно, геометрически иллюстрируется определенной кривой, носящей название "реологической". Поскольку реологическая кривая аппроксимируется параболой некоторой степени n , луч, проходящий через точку A и характеризующий вязкость фиктивной системы, является секущей и пересекает кривую ещё в одной точке. При отсутствии скольжения этой точкой является начало координат O , при скольжении - некоторая точка B на реологической кривой (рис.3). Этой точке соответствует значение касательного напряжения, определяемого отрезком OD и некоторая скорость V_1 .

Напряжение деформируемой системы складывается из напряжений внешнего и внутреннего трения и может быть выражено уравнением, внешне на уравнение Шведова-Бингама:

$$\tau_1 = \tau_{тр} + \eta_1 \cdot \alpha V_{max} \quad (5)$$

В общем случае, комплекс $\eta_1 \cdot \alpha V_{max}$, выражающий вязкостное напряжение может быть разложен на две составляющих, определяемых отрезками CD и $C\tau_1$ (рис.3), так как сдвиговые деформации передаются структурированной системе двояким образом. При наличии рифленой или очень шероховатой поверхности взаимное скольжение системы и рабочего органа отсутствует, и деформации системы происходят непосредственно от воздействия поверхностей меньше среднего размера структурного элемента, составляющего систему, деформация сдвига будет вызываться частично неровностями органа, в частично посредством напряжений, передаваемых слоем скольжения, образующимся под рабочим органом. Соотношение длин отрезков CD и $C\tau_1$ показывает преобладание того или иного типа воздействия на систему.

Поверхности рабочих органов, воздействующих на среду при заглаживании, тщательного обрабатываются, что позволяет считать их гладкими, так как в этих случаях шероховатость их значительно меньше средних размеров структурных элементов заглаживаемого материала. Поэтому можно считать, что напряжение сдвига буде передаваться обрабатываемому материалу исключительно через слой скольжения и длина отрезка $C\tau_1$, характеризующая влияние шероховатости, будет минимальной. Это может иметь место лишь в том случае, если точки реологической кривой $O'A$ и B сольются в секущая превратится в касательную. Очевидно, что дальнейший поворот секущий вокруг точки A будет увеличивать значение общего напряжения сдвига, что противоречит принятым предположениям о постоянстве напряжений.

Таким образом, при изменении шероховатости рабочего органа структурная вязкость фиктивной системы меняется от величины, определяемой лучом OA по величины, определяемой лучом $O'A$, являющимся касательной и реологической кривой, в точке A .

Значение этой предельной вязкости мы получим, дифференцируя уравнение реологической кривой.

$$\eta_1 = \frac{d\tau}{d\varepsilon'} = k \cdot n \cdot \varepsilon'^{n-1} \quad (6)$$

где $\varepsilon' = \frac{dv}{dy}$ - градиент скорости.

Структурная вязкость реальной системы, деформируемой без скольжения будет:

$$\eta = \frac{\tau}{\varepsilon'} = k \cdot \varepsilon'^{n-1} \quad (7)$$

Поэтому искомое отношение скоростей (I) при постоянном напряжении сдвига можно выразить в виде отношения уравнений (6) и (7):

$$\xi = \frac{\eta_1}{\eta} = n \quad (8)$$

Таким образом, скольжение гладкого рабочего органа при обработке поверхности структурированной системы определяется показателем степени параболы, аппроксимирующей реологическую кривую материала. Необходимо лишь отметить, что приведенный вывод может быть справедлив только при условии полного прилипания слоя скольжения и поверхности рабочего органа. Это условие можно считать выполненным, если дисперсионная среда смачивает поверхность рабочего органа[6].

Литература:

1. Болотный А.В. Теоретическое обоснование электрощупового метода измерения шероховатости поверхности железобетонных изделий // Исследование рабочего процесса строительных машин: Сборник трудов. – Л.: ЛИСИ, 1968. – №58. – 132с.
2. Батулов, А.И. Исследования процессов заглаживания свежееотформованных железобетонных пространственных конструкций: Дис канд. техн. наук / А.И. Батулов. - Л.: ЛИСИ, 1971г.-74с.
3. Савинов О.А. Вибрационная техника уплотнения и формирования бетонных смесей / О.А. Савинов, Е.В. Лавринович. – Л.: Стройиздат, Ленинград.отд-ние, 1986. – 280 с.
4. Мамаев, Л.А. Исследование процессов рельефной обработки бетонных поверхностей: дис канд. техн. наук / Л.А. Мамаев. – Л.: ЛИСИ, 1979. – 194 с.
5. Вибрации в технике: Справочник. Т.IV. Вибрационные машины и процессы/ Под ред. Лавендела Э.Э. – М.: Машиностроение, 1981. – 509 с.
6. З.П. Ребю, Вибрирование бетона: пер. с фр. / П. Ребю. – М.: Физматгиз, 1970. – 256 с.
7. Блехман И.И. Исследование вынужденных колебаний некоторых вибрационных машин со многими вибраторами / И.И. Блехман Г.Ю. Джанелидзе // – М.: Сув. АН СССР. ОТЧ. 1958 №3. С. 47-56.
8. А.Х.Файзов, Л.А.Мамаев, С.Н.Герасимов// Определение толщины градиентного слоя бетонной смеси при обработке её валковым(пружинным) рабочим органом бетоноотделочной машины.- Механики XXI века. Научное периодическое издание по материалам XV Всероссийская научно-технической конференции с международным участием: сборник докладов. – Братск: ФГБОУ ВО «БрГУ», 2016. – 440 с.

Slip between the workpiece surface and the smoothing medium

A. H. Fayzov^{1a}, S. N. Gerasimov^{2b}, L. A. Mamaev^{3c}, V. S. Fedorov^{4d},
F. Sh. Gadzhiev⁵ⁱ.

Bratsk State University. Makarenko 40, Bratsk, Russia

^aazamat.fayzov@mail.ru, ^bsdm_gerasimov@rambler.ru, ^cpro_uche@brts.ru, ^dfedorov-v-s@yandex.ru, ⁱgadzhiev-farkhad@mail.ru,

Keywords: gradient velocity, gradient layer, density, deformation, working element, concrete mixture

To identify the features inherent in one or another structured system under plastic deformations, an indispensable condition is characterized by their rheological properties, i.e. nature of deformation laws.

To this end, the systems under consideration, in spite of their discreteness, are usually considered quasi-radio, which allows them to display their rheological properties by a combination of phenomenological elements possessing the properties of elasticity, viscosity, and dry friction. The complex of characteristics that determines the basic properties of this structure is its rheological model. When constructing rheological models that approximate the properties of various disperse systems, they are usually viewed as a kind of structure consisting of a finite number of phenomenologically combining elements.

Since it is impossible to build a universal model of materials that exhaustively and comprehensively describes its properties under any technological influences, a model is chosen that best reflects the material properties that are most essential for the process.

For example, some processes require knowledge of the effect of the elastic effect, so that the elastic characteristics of the system in these cases must be taken into account. In other cases, when the plastic deformations are much higher than the elastic ones, the latter can sometimes be neglected.

УДК 625.144.5

Система контроля параметров функционирования путевых машин

Коларж С.А.^{1,a}, Евдокимов Н.Р.^{1,b}

¹Сибирский государственный университет путей сообщения, ул. Дуси Ковальчук 191, Новосибирск, Россия

^akolarzhsa@mail.ru, ^bspiker_sdm@mail.ru

Ключевые слова: ремонт и эксплуатация путевых машин, техническое диагностирование, система контроля, подбивка балласта.

Масштабные преобразования в компании ОАО «РЖД», которые позволили оптимизировать систему управления компанией, перевести ряд работ на аутсорсинг не могли не затронуть путевой комплекс железных дорог. Изменения в путевом комплексе привели к тому, что работы по ремонту путевой техники были переориентированы от линейных предприятий (путевые ремонтные мастерские, путевые машинные станции) в АО «Калужский завод „Ремпутьмаш“». Результатом такого разделения зон ответственности

стало появлениеу предприятий эксплуатирующих технику потребности в инструментах контроля технических параметров путевых машин, как в процессе эксплуатации, так и после проведения ремонтно-профилактических мероприятий.

Разработанная специалистами Сибирского государственного университета путей сообщения система дистанционного мониторинга технического состояния путевой техники (СМТС) позволяет организовать непрерывный контроль технического состояния основных узлов и агрегатов путевых машин. Применение СМТС позволяет решить следующие задачи: организовать дистанционный мониторинг технического состояния рабочего оборудования путевой техники в процессе эксплуатации и при приемке машины после проведения ремонтно-восстановительных мероприятий, а также организовать контроль качества выполнения путевых работ. Данное техническое решение является комплексным и включает как аппаратное обеспечение, так и программную часть. Решаемые при помощи предлагаемой системы задачи соответствуют приоритетным направлениям Стратегии развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года в части разработки и внедрения средств для автоматизации контроля инфраструктуры.

Обеспечение стабильной работы техники напрямую связано с контролем ее технического состояния, чем чаще и качественнее проводятся контрольно-диагностические мероприятия, тем больше вероятность ее безотказной работы. Особую значимость вопрос обеспечения безотказной работы имеет для путевой техники. Это связано в первую очередь с тем, что работы по ремонту пути проводятся в режиме «окна» или в режиме «закрытого перегона» и в первом и во втором случае отказ техники грозит срывом графика проведения работ и как следствие финансовыми потерями предприятия [1 - 4].

Инструменты, позволяющие организовать непрерывный мониторинг технических параметров строительно-дорожной техники, зачастую разработаны специально для определенного типа машин и оборудования. Такие компании как *Caterpillari* *Komatsu* используют оборудование собственной разработки, переориентировать которое на другие машины не представляется возможным. Наиболее приемлемым выходом из сложившейся ситуации для предприятий путевого комплекса российских железных дорог является разработка универсального программно - аппаратного комплекса, технические возможности которого позволят организовывать дистанционный контроль параметров любой путевой техники.

Специалистами Сибирского государственного университета на протяжении ряда лет ведутся исследования в области создания программно-аппаратного комплекса с обозначенными выше функциями. Результатом работ по этому направлению стала система дистанционного мониторинга технического состояния путевой техники [5]. Функционал системы позволяет проводить поэлементную оценку привода эксцентрикового вала подбивочного блока путевой машины Дуоматик 09-32 не выводя ее из эксплуатации. Основным параметром функционирования рабочего оборудования данной машины является частота вращения эксцентрикового вала подбивочного блока. Дистанционный контроль данного параметра позволяет в режиме реального времени оценивать техническое состояние подбивочного блока и качество проведения подбивочных работ.

Для контроля частоты вращения эксцентрикового вала на путевую машину Дуоматик 09-32 специалистами СГУПС установлен бортовой терминал, используемый для сбора данных от первичных преобразователей и два датчика Холла измеряющих частоту оборотов эксцентриковых валов левого и правого подбивочных блоков (рисунок 1) [6].



Рисунок 1 – Бортовой терминал и датчик частоты вращения эксцентрикового вала, установленные на путевую машину

Частота вращения эксцентрикового вала оказывает большое влияние на качество подбивочных работ, об этом свидетельствуют результаты исследований зарубежных специалистов [7].

Частота вращения эксцентрикового вала эквивалентна частоте колебания подбоек, которые непосредственно уплотняют балласт, ее отклонение от номинального значения, которое находится в диапазоне 33-37 Гц. Выполнение подбивочных работ с частотой более 37 Гц приводит к появлению эффекта разжижения щебня (рисунок 2), при этом минимальная относительная пластическая деформация щебня достигается при частотах 33-42 Гц (рисунок 3). Подбивка пути при частоте ниже 33 Гц и выше 37 Гц в конечном итоге приводит к сокращению периода стабильного положения рельсошпальной решетки.

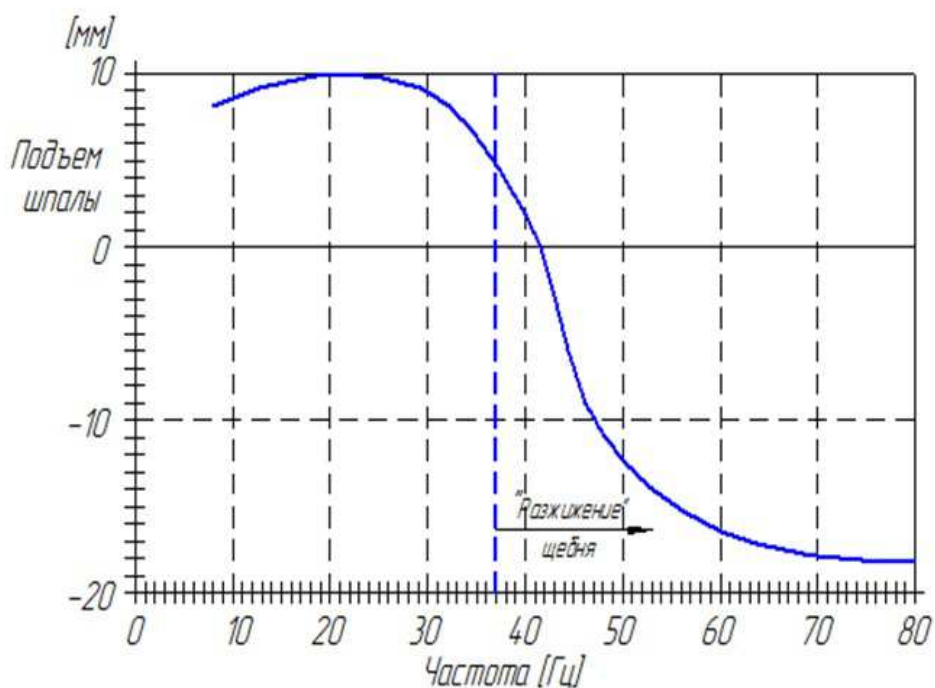


Рисунок 2 – Влияние частоты колебания подбоек на эффект «разжижения» щебня

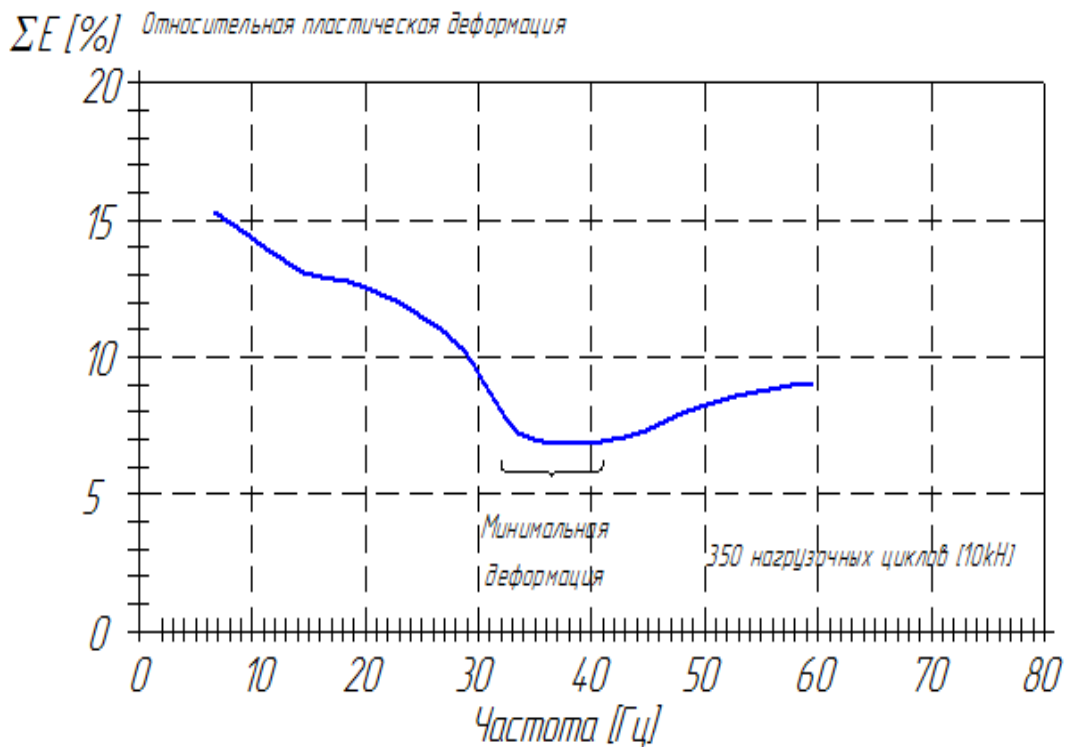


Рисунок 3 – Влияние частоты колебания подбоек на относительную пластическую деформацию щебня

Для удобства представления информации о текущем техническом состоянии привода рабочего оборудования путевой машины Дуоматик 09-32 введен коэффициент износа привода подбивочного блока, который позволяет получить комплексное представление о состоянии привода эксцентрикового вала подбивочного блока. Расчет коэффициента выполняется при помощи разработанного специалистами СГУПС программного обеспечения ПО «СМТС сервер».

Расчет коэффициента $K_{ИГП}$ предполагает введение в формулу трех корректирующих коэффициентов, которые позволяют учесть влияние внешних факторов на изменение значения коэффициента $K_{ИГП}$. Формула для расчета коэффициента $K_{ИГП}$ имеет следующий вид:

$$K_{ИГП} = 100\% - (n_M / [n_M]) * k_6 * k_n * k_d * 100\%,$$

где n_M и $[n_M]$ – измеренная и допускаемая (нормированная) частоты вала гидромотора М, об/с (или об/мин); k_6 – коэффициент, учитывающий плотность балласта, на котором производится работа; k_n – коэффициент, учитывающий износ подбоек; k_d – коэффициент, учитывающий частоту вращения вала двигателя (при ее отклонении от номинальных значений).

Допустимые значения коэффициента $K_{ИГП}$ рассчитаны исходя из следующих условий:

1. Допустимый диапазон изменения частоты вращения эксцентрикового вала равен 33-37 об/с.
2. Оптимальная частота вращения эксцентрикового вала равна 35 об/с.
3. Корректирующие коэффициенты (k_6, k_n, k_d) не оказывают влияния на значение коэффициента $K_{ИГП}$, т.е. равны единице.

Расчет коэффициента износа привода рабочего оборудования ($k_{изн}$) производится на основании данных о частоте вращения эксцентрикового вала и вала двигателя, которые фиксируются датчиком Холла, а также параметров плотности балласта и износа подбоек, которые выбирает машинист путевой машины Дуоматик перед началом работы из предложенного диапазона значений в программе «СМТС клиент».

Эксплуатация и ремонт машин и оборудования

В результате сбора статистических данных за период летних путевых работ 2017 года, выполняемых путевой машиной Дуоматик 09-32 на полигоне Западно-Сибирской железной дороги получены значения коэффициента износа приводов подбивочных блоков.

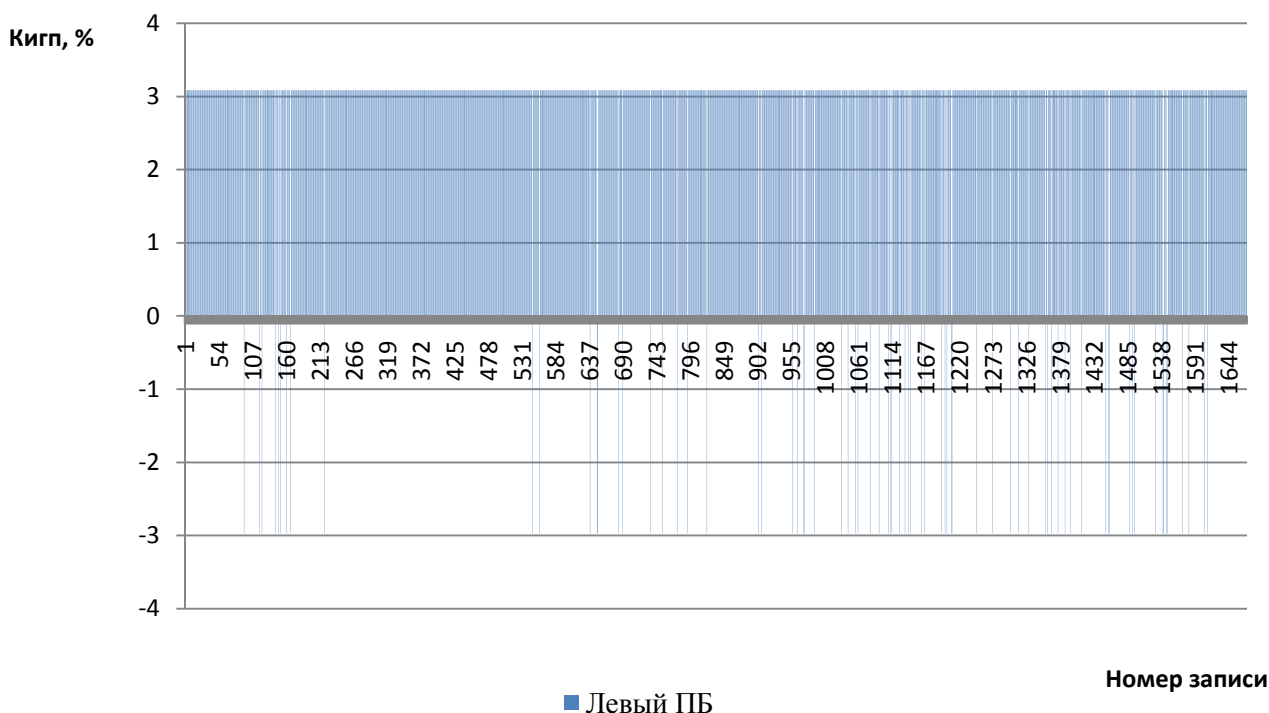


Рисунок 4- График изменения коэффициента износа гидропривода эксцентрикового вала левого подбивочного блока

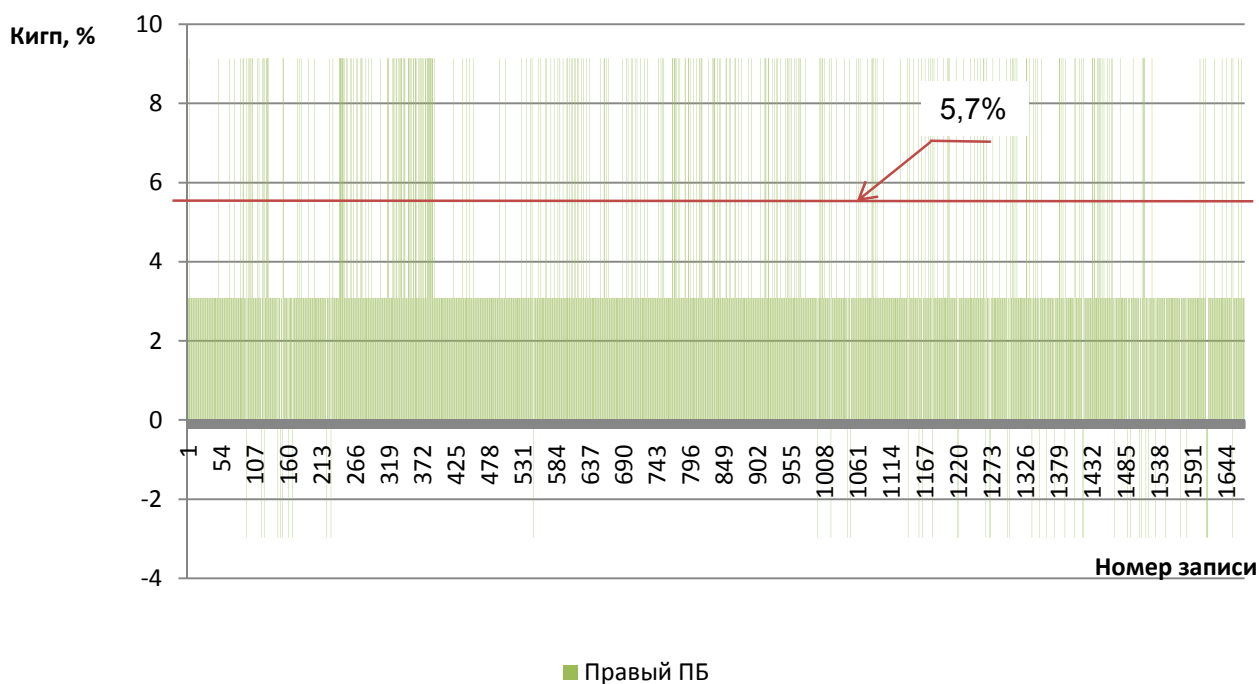


Рисунок 5 - График изменения коэффициента износа гидропривода эксцентрикового вала правого подбивочного блока

Из графиков, приведенных на рисунках 5-6, видно, что значения коэффициента износа гидропривода эксцентрикового вала левого подбивочного блока находятся в допустимом интервале значений. График, изображенный на рисунке 5, свидетельствует о наличии значений коэффициента износа, превышающих допустимый предел (5,7%).

Для определения причины превышения номинального значения коэффициента износа правого подбивочного блока необходимо: Провести углубленную диагностику привода правого подбивочного блока. Начать необходимо с предохранительного клапана, так как по статистике на клапаны приходится более 70% неисправностей гидрооборудования.

В результате проведенной работы можно сказать, что показания разработанного программно-аппаратного комплекса позволяют оценить текущее техническое состояние подбивочных блоков и могут быть использованы при формировании плана технического обслуживания и ремонта путевых машин. Вместе с тем необходимо организовать накопление статистической информации о различных узлах и агрегатах машин для реализации в дальнейшем функции прогнозирования наступления предотказного состояния.

Для сокращения затрат связанных с оснащением системой мониторинга технического состояния путевых машин на 2018-2019 годы запланированы работы по объединению функционала автоматизированной системы контроля специального подвижного состава (АС КРСПС) [8], разработанной «НИАЦ» АО «ВНИИЖТ» и системы мониторинга технического состояния, разработанной специалистами Сибирского государственного университета путей сообщения.

Литература:

1. Манаков А.Л., Коларж С.А. Разработка аппаратной части системы мониторинга технического состояния путевой машины Duomatic 09-32 // Транспорт Урала. 2017. №1(52). С. 57 - 60.
2. Кирпичников А.Ю. Обеспечение надежности технической эксплуатации машинных парков в транспортном строительстве : дис. ... канд. тех. наук. Новосибирск. 2013. 135 с.
3. Манаков А.Л., Игумнов А.А., Коларж С.А. Создание системы мониторинга технического состояния транспортных и технологических машин // ФТПРПИ. 2013. №4. С. 125-132.
4. Манаков А.Л. Оценка состояния и моделирование организации эксплуатации и ремонта путевой техники в структуре дирекций по эксплуатации и ремонту путевых машин // Вестник РГУПС. 2013. С.109-117.
5. Доротова Д. Прогноз качества // Gudok.ru| Транссиб. 2018. № 05. URL: <http://www.gudok.ru/zdr/180/?ID=1404073&archive=45814s> (дата обращения 12.03.2018)
6. Коларж С.А., Игумнов А.А. Аппаратное обеспечение дистанционного мониторинга технического состояния привода подбивочного блока Duomatic 09-32 // Материалы IX Международной научно-технической конференции «Политранспортные системы». 2017. С. 387-390.
7. Fischer, Johann: Einfluss von Frequenz und Amplitude auf die Stabilisierung von Oberbauschotter, Dissertation, Technische Universität Graz, Juni 1983.
8. Горелкин В. «Дуоматики» и «Униматы» взяты под контроль // Гудок. 2016. № 206(26111). URL: <http://www.gudok.ru/newspaper/?ID=1356474> (дата обращения 08.03.2018)

Monitoring system for track machines performance

Kolarzh S.A.^{1,a}, Evdokimov N.R.^{1,b}

¹Siberian transport University, D. Kovalchukstreet, 191, Novosibirsk, 630049, Russian Federation

^akolarzhsa@mail.ru, ^b spiker_sdm@mail.ru

Key words: repair and operation of track machines, technical diagnostics, monitoring system, ballast tamping

Large-scale transformation in JSC Russian Railways, which allowed optimizing the company's management system, to translate a number of works into outsourcing could not but affect the railroad track complex. Changes in the track complex led to the fact that work on repair of

track equipment was reoriented from linear enterprises (track repair shops, track engine stations) to JSC "Kaluga Plant" Remputmash ". The result of responsibility zones separation was the emergence of the need for tools for monitoring the technical parameters of track machines in enterprises operating machinery, both during operation and after repair and preventive measures.

Developed by the specialists of the Siberian State Transport University, the system for remote monitoring of the track equipment technical condition allows continuous monitoring of the main units and aggregates of track vehicles technical condition. The application of this system allows solving the following tasks: to organize remote monitoring of track equipment technical condition during operation and upon acceptance of the machine after carrying out repair and recovery measures, and also to organize track operation quality control. This technical solution is complex and includes both hardware and software. The tasks to be solved with the help of the proposed monitoring system correspond to the priority areas of the Strategy for the Railway Transport Development in the Russian Federation until 2030 in the means development and implementation for infrastructure automating control.

УДК 624.19.035.4

Тенденции развития современных методов прокладки подземных инженерных сетей

Кельм И.В.^{1,a}, Федоров В.С.^{1,b}, Герасимов С.Н.^{1,c}

¹Братский государственный университет, ул.Макаренко 40, Братск, Россия

^aKelm1995@mail.ru, ^bfedorov.v.s@yandex.ru, ^csdm_gerasimov@rambler.ru

Ключевые слова: Укладка, прокол, бестраншейный, дернокладчик

В данной статье говорится о современных методах прокладки подземных инженерных сетей. При все большие активных использованиях подземных ресурсов нужны и новые технологии глубинной укладки линейных протяжных объектов (ЛПО). В современной технологии используется траншейные и бестраншейные способы укладки ЛПО. При наиболее затратных траншейных способах экономически и технологически выгодны бестраншейные способы. Особенно эффективны способы прокола, продавливания комбинированный, горизонтальное бурение и щитовой. Есть две модернизации бестраншейного способа. Первая основана на принципе вертикального углубления гибких ЛПО из дневной поверхности, вторая на принципе горизонтального затягивания в грунтовую полость из прямка жестких трубопроводов. При разработке способов бестраншейной укладки ЛПО были применены исследования биологической конструкции кольчатых червей и принципа их действия и движения. Были разработаны новые виды подземноподвижных устройств, разными конструкциями носовой части.

В связи с дальнейшим проникновением в подземное пространство, расширением сфер интересов и деятельности в освоении и защите его сырьевого и энергетического потенциала, усовершенствованием развития геотехнологий, подземного мониторинга, а также растущей потребностью в размещении под землей ряда производств сегодня чрезвычайно остро стоит проблема повышения эффективности и уменьшения материало- и энергоемкости глубинной укладки линейно-протяжных объектов (ЛПО), необходимого наклона для транспортировки от производителя к потребителю воды, газа, нефти, полезных ископаемых переведенных в жидкое или газообразное состояние, тепла недр Земли, передачи энергии или информации, и создания для этого нового типа укладочных машин.

Решение такой сложной проблемы требует принятия и осуществления на практике концепции освоения подземного пространства как сферы производства, которое в первую очередь предусматривает усовершенствование всей методологии, технической и технологической стратегии укладки ЛПО и основывается на необходимости применения новых мобильных управляемых подземноподвижных устройств (ППУ) и роботизированных комплексов многоцелевого назначения, в основу которых были бы положены принципы материал- и энергобережения, а также экобезопасности.

Современные траншейные и бестраншейные технологии укладки ЛПО основаны на соответствующих им способах – траншейном и бестраншейном, причем последний, по физической сути операций технологического процесса, является более производительным.

Развитию и усовершенствованию бестраншейного способа путем разрезания и средств укладки ЛПО в подземный горизонт посвящены научные труды отечественных и зарубежных ученых. Этими трудами доказан уровень бестраншейной техники и технологий на основе данного способа на очень высокой степени совершенства.

Однако, рядом со значительными достижениями, им присущи и серьезные, сдерживающие дальнейшее развитие, факторы. К таким факторам следует отнести отсутствие техногенного влияния на грунтовую среду, его переуплотнение под действием ходовых систем машин на 20..45%, снижение водопроницаемой возможности, нарушение гидравлической связи между горизонтами, ухудшение водно-воздушного режима пахотного слоя, большое (до 400кН) сопротивление перемещению бестраншейных укладчиков и т.п. Использование дополнительных тягачей или увеличение их мощности и массы неминуемо приводит к росту материал- и энергоемкости технологического процесса и капиталозатратам.

Очевидно, причину отмеченного, прежде всего, следует искать в самой природе бестраншейного способа укладки ЛПО и конструктивно-технологической схеме (КТС) традиционных укладчиков, предназначенных для его реализации, основными элементами которых являются тягач и ножевой рабочий орган снаправляющим трактом.

Понятно, что более прогрессивным, сравнительно с траншейным и бестраншейным способами, мог бы быть некоторый идеальный гипотетический способ, который позволял бы укладывать глубинные ЛПО большой протяженности в грунтовое пространство без присутствия в его технологическом процессе операции копания траншеи, нарезания щели или какого-то другого вида механической разработки грунта.

К такому идеальному гипотетическому способу можно частично приблизиться, на основе современного уровня техники, если изъять из технологического процесса бестраншейного способа путем разрезания операцию нарезания щели ножевым рабочим органом под действием подвижного тягача и, оставив операцию затягивания (углубления) ЛПО в грунтовую полость, соединить ее с операциями способа прокола, при условии исключения напорных устройств и направления реактивных сил сопротивления непосредственно в стенку образуемой грунтовой полости в радиальных направлениях.

Это позволит, во-первых, получить совокупность операций технологического процесса нового способа укладки ЛПО без применения внешних напорных устройств и соответствующие им новые конструкции грунтовых полостей.

Во-вторых, обосновать конструктивно-технологическую схему нового поколения укладчиков, основными элементами которой являются подземноподвижные устройства, созданные на бионической основе, которые способны прокладывать грунтовые полости идентичные отмеченной новой полости и средства для обеспечения их стартов и приема – передвижные пуско-приемные установки.

Механическое действие на грунт ППУ отмеченных укладчиков, оставаясь технической основой технологического процесса, будет реализовываться на принципах биологического прототипа, оптимальность параметров и конструктивных элементов которого вытекают из известного принципа оптимальной конструкции в биологии [3].

Переход от конструктивно-технологической схемы традиционных бестраншейных укладчиков (тягач – ножевой рабочий орган с направляющим трактом) к конструктивно-технологической схеме нового поколения укладчиков (подземноподвижное устройство – пуско-приемная установка), открывает новый материало- и энергосберегающий способ глубинного выполнения линейно-протяжных объектов необходимого наклона, названный нами проколом на основе поступательного распорно-шагающего движения. Данному новому способу присущая новая конструкция грунтовых полостей – цилиндрическая кротовина с повышенной плотностью стенки, которую приближенно можно принимать за своеобразную грунтотрубу.

На сегодня существует, в основном, три способа (рис. 1.1) прокладки инженерных коммуникаций [1]: непосредственно по поверхности земли или на опорах (открытый способ), в траншеях со следующей их засыпкой (траншейный способ), и без рытья траншей в земле, а следовательно без нарушения поверхностного слоя грунта (бестраншейный, закрытый способ).

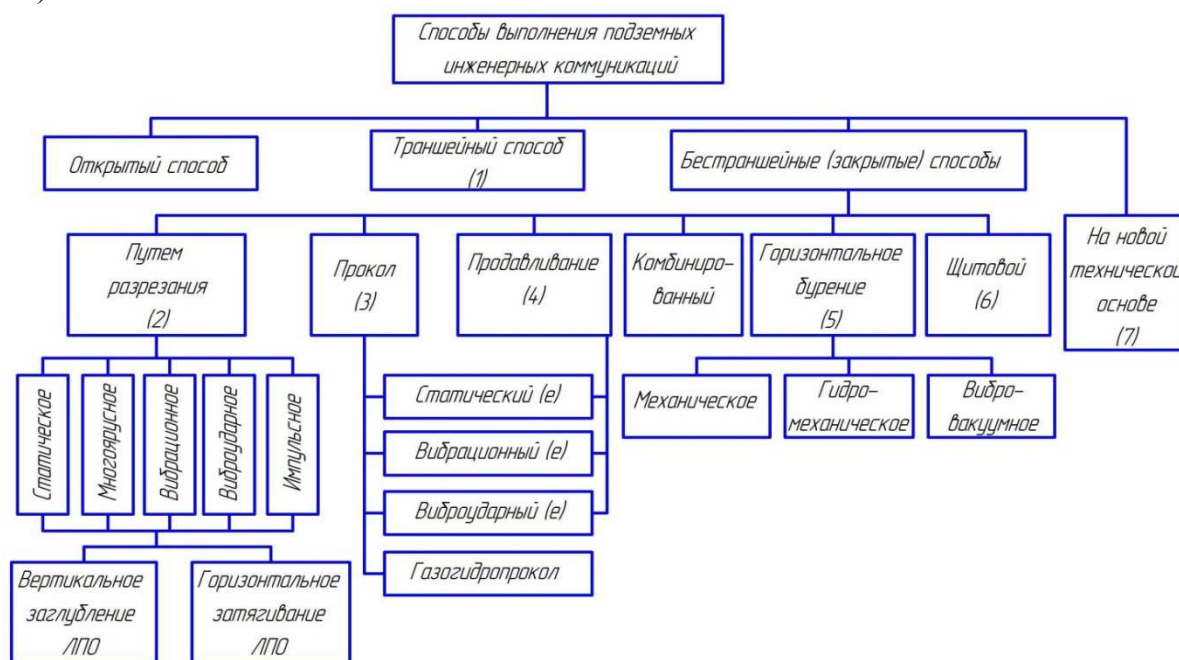


Рис. 1.1. Современные способы и соответствующие им средства укладки подземных инженерных коммуникаций:

1 – многоковшовые или скребковые экскаваторы; 2 – бестраншейные укладчики ЛПО; 3...6 – установки грунтопрокалывающие, грунтопродавливающие и горизонтального бурения; газопневмопробойники; щиты немеханизированные и механизированные; 7 – укладчики ЛПО на новой технической основе

Открытый способ, если он выполняется в обычных условиях и к изоляции трубопроводов не предъявляются особенные требования, является наименее расходным. При траншейном способе выкапывается открытая траншея и разработанный грунт транспортируется на поверхность. После этого на дно траншеи укладывается ЛПО со следующей его засыпкой грунтом или другим материалом. Ширина траншеи находится в пределах от 0,2 до 0,5 м. Основные операции траншейного способа: разработка траншеи, укладка на ее дно ЛПО и обратная засыпка – не совмещены во времени. В этом способе, как правило, применяется многоковшовый или скребковый экскаватор с устройством подачи ЛПО на дно траншеи. К преимуществам траншейного способа следует отнести возможность укладки гибких и жестких труб на глубину до 4,5 м и визуального контроля за качеством процесса укладки, а также простоту подачи объемного фильтра (песка, гравия, щебня и т.п.) в траншею. К недостаткам траншейного способа следует отнести: большой (в 1,5...5,0 раз больше от необходимого) объем земляных работ, поскольку диаметр ЛПО не превышает 0,2 м, тогда как ширина траншеи составляет 0,2...0,5м; необходимость операции обратной

засыпки траншеи и проведения (в сельском хозяйстве) рекультивационных работ по возобновлению гумусового горизонта (без этого потери могут достигать около 10%); разрушение проезжей части дорог и улиц, нарушение работы транспорта, использование тяжелых строительных машин и ручного труда и т.п.

Бестраншейный (закрытый способ) исключает копание траншеи. Среди известных бестраншейных способов можно выделить следующие: путем разрезания, прокол, продавливание, комбинированный, горизонтальное бурение и щитовой.

Бестраншейный способ путем разрезания – это способ строительства, когда ножевым рабочим органом нарезается щель, шириной до 0,2 м без транспортировки основной массы грунта на дневную поверхность. На дно щели укладывается ЛПО, после чего она закрывается.

В технологическом процессе этого способа операции по нарезанию щели, укладке ЛПО и ее закрытие совмещены во времени. В зависимости от действия ножа на грунтовую среду, резание может быть статичным, вибрационным, виброударным, импульсным и многоярусным.

Традиционный бестраншейный способ строительства имеет две модификации. Первая основана на принципе вертикального углубления гибких ЛПО из дневной поверхности, вторая – на принципе горизонтального затягивания в грунтовую полость из приямка жестких трубопроводов. Отмеченный способ позволяет [4] выполнить объем земляных работ, по отношению к траншейному способу, с минимумом затрат и повысить в 3...5 раз производительность технологического процесса; уменьшить негативное влияние на поверхностный плодородный слой грунта; уложить ЛПО в обвалных и оплывающих грунтах; повысить уровень механизации труда и снизить себестоимость строительства. В то же время данный способ (кроме многоярусного) не разрешает проблему относительно техногенного влияния на грунтовую среду. Рядом с большой энергоемкостью технологического процесса, он приводит к переуплотнению грунта, снижению водопроницаемой способности, нарушению гидравлической связи между горизонтами и ухудшению водно-воздушного режима его пахотного слоя.

Проколом [5] называется вдавливание в грунт трубы с закрытым передним торцом и радиальное уплотнение его в стенку образуемой полости. В зависимости от силы, которая прикладывается к трубе, различают статичный, вибрационный и виброударный прокол. Кроме этого прокол может реализовываться за счет использования кинетической энергии струи воды или газов (газогидропрокол). При статичном проколе к заднему торцу трубы, которая укладывается, прикладывается осевая нагрузка от домкрата (механического, гидравлического или пневматического). Вибрационный прокол предусматривает одновременное действие на трубу статичной нагрузки и вибрации (от электрического или гидравлического вибратора), а виброударный – соответственно статичной нагрузки и ударного импульса, который действует на трубу в направлении прохождения. Поскольку, при проколе, грунт уплотняется в радиальных направлениях (в связи с чем образуются полости), то считается, что данный способ наиболее эффективный при их укладке диаметром до 0,5 м в грунтах, которые хорошо сжимаются (маловлажные пески, суглинки и глины).

На этой основе были рассмотрены технические решения следующих конструкций противозерозионных рабочих органов с улучшенными качественными и энергетическими характеристиками:

- зубчатые плоскорежущие рабочие органы, глубинные рыхлители, безотвальные корпуса плугов с режущими и крошащими элементами;
- секционные катки с рабочими элементами в виде срезанных эллипсоидов вращения и виброударными кольцами;
- виброударные плоскорежущие лапы, рыхлители и бороны.

Перечисленные рабочие органы подобно живому организму (биологическому) позволяют оптимально реагировать на изменение состояния грунта и сохранять неизменным режим работы.

Выводы: На основе исследования биологической конструкции кольчатых червей и принципа их действия и движения были разработаны разные виды подземноподвижных устройств, с разными конструкциями носовой части, принцип действия которых приближался к принципу действия главного конца кольчатого червя. Исходя из анализа современных способов и технических средств бестраншейной укладки подземных инженерных коммуникаций, а также на основе анализа всевозрастающей тенденции к изучению живых организмов как биологических аналогов в аспекте проектирования и построения на их основе разноплановых технических средств, формулируется научная проблема, цели и задания исследований которой заключаются в разработке научных принципов создания на бионической основе нового класса многофункциональных подземноподвижных устройств материало- и энергосберегающей направленности, а также принципов их действия и движения и методов расчета и проектирования.

Литература:

1. Бестраншейные дренажные укладки в СССР и за рубежом / Е. Д. Томин, А. Н. Ефремов, Б. И. Люлькин, В. Н. Буранцев. Обзорная информация. – М.: ЦБНТИ Минводхоза СССР, 1983. – №13.
2. Казаков В.С., Левчиков А.А., Французова А.Ф. Снижение тягового сопротивления рабочих органов бестраншейных дренажных машин. Вестник сельскохозяйственной науки, 1968. – №8.
3. Глазер Р. Очерк основ биомеханики. – М.: Мир, 1988.
4. Устройство для образования скважин в грунте: А.с. 1380325 СССР. / А.Д. Костылев, Х.Б. Ткач, К.Б. Скачков. – Зарегистрировано в Гос. реестре СССР 30.06.86. – ДСП.
5. Васильев Н.В., Шор Д.И. Расчет усилий для прокладки трубопроводов способом прокола и продавливания. – В кн. Подземное строительство. – М.: Гостехиздат, 1961.

Trends in the development of modern methods of construction of underground engineering networks

Kelm I.V.^{1,a}, Fedorov V.S.^{1,b}, Gerasimov S. N.^{1,c}

¹Bratsky state University, 40 Makarenko str., Bratsk, Russia

^aKelm1995@mail.ru, ^bfedorov.v.s@yandex.ru, ^csdm_gerasimov@rambler.ru

Key words: Styling, puncture, trenchless

This article talks about modern methods of laying underground utilities. With more and more active use of underground resources, new technologies for deep laying of linear extended objects (LPO) are also needed. In modern technology uses trench and trenchless methods of laying LPO. With the most expensive trench methods economically and technologically advantageous untranslanted methods. Especially effective methods of puncture, extrusion combined, horizontal drilling and shield. There are two upgrades to the trenchless method. The first is based on the principle of vertical deepening of flexible LPO from the day surface, the second on the principle of horizontal tightening into the soil cavity from the pit of rigid pipelines. In the development of trenchless methods of laying LPO were used to study the biological structure of annelid worms and the principle of their action and movement. New types of underground moving devices, different structures of the bow were developed.

Определение времени захватывания груза радиальным грейфером при разборе завалов

Минеев Д.А.^a, Кропочев Н.А.

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^amineev_67@mail.ru

Ключевые слова: радиальный грейфер, время захватывания груза, методика.

Разборка завалов является самой трудоемкой работой при ликвидации последствий производственных аварий и стихийных бедствий. Наиболее эффективны в данном случае многофункциональные погрузочные машины, оборудованные манипуляторами с грейферными захватами. На основании требований к радиальным грейферам: заполнение грейферного захвата должно проходить за один прием и на протяжении минимального времени; форма челюстей радиального грейферного захвата при захвате груза не должна допускать образование “балок”; форма челюсти должна способствовать заполнению грейфера под действием усилий, приложенных к челюстям; максимально возможный объем заполнения грейфера грузом должен отвечать технологическим и техническим условиям работы грузоподъемных и подъемно-транспортных машин, обеспечивающих выполнение операций на завалах при чрезвычайных ситуациях - в данной работе предложена методика определения времени захватывания грузов при разборе завалов в чрезвычайных ситуациях радиальным грейфером и для решения технологических задач. Определение необходимого времени захватывания груза радиальным грейфером можно решить, как задачу кинематики грейферного механизма исходя из уравнения Лагранжа 2-го рода.

Введение. Разборка завалов является самой трудоемкой работой при ликвидации последствий производственных аварий и стихийных бедствий.

Приступая к разборке завала, необходимо соблюдать максимальную осторожность-, чтобы не вызвать дополнительных обручений конструкций и не усложнить последующие работы.

В зависимости от поставленной задачи завалы разбирают частично или полностью. Частичную разборку производят при устройстве проездов и извлечении ценного промышленного оборудования.

Полную разборку завалов выполняют при расчистке территории для нового строительства или восстановлении поврежденных зданий и сооружений.

При расчистке завалов в первую очередь разбирают неустойчивые элементы или укрепляют угрожающие обрушением части зданий, затем освобождают проезды, проходы и входы в здания сооружения, имеющие первостепенное производственное значение. После этого извлекают балки, колонны, крупные глыбы и обломки, чтобы подготовить фронт работ для экскаваторов и погрузчиков.

Не допускается подкапывать трубы, столбы, колонны и сбрасывать на перекрытия обломки конструкций. Крупные глыбы освобождают от заделанных в них концов балок и разбирают на нее мелкие части, размер которых зависит от мощности применяемых машин. Дробление осуществляют отбойными молотками, стальным шаром, смонтированным на экскаваторе, взрывным способом, а иногда вручную с помощью кувалд и клиньев. Разборку железобетонных элементов начинают с предварительной резки металлической арматуры. Разборку завалов целесообразно вести поточным методом, который позволяет быстро вводить в действие имеющиеся силы и средства и наиболее полно и равномерно использовать их в течение всего периода работ, а также широко применять комплексную

Эксплуатация и ремонт машин и оборудования

механизацию: бульдозеры, автомобильные краны, экскаваторы, транспортеры, автосамосвалы.

Наиболее эффективны в данном случае многофункциональные погрузочные машины, оборудованные манипуляторами с грейферными захватами [1-10].

Погрузочные машины оснащаются широким спектром дополнительного оборудования в зависимости от производственных условий работы и выполнения различных задач.

Грейферный механизм (грейфер) (рис. 1) представляет собой многозвенный механизм с поворотными челюстями, навешанный на грузоподъемную или подъемно-транспортную машину [8]. Грейфер по своим конструктивным особенностям и по режиму работы может быть напорным и безнапорным.

В приводных напорных грейферах внедрение в место завала и процесс зачерпывания груза происходит под действием внешнего напорного усилия, создаваемого рукоятью манипулятора или другого элемента, связывающего грейфер и металлоконструкцию машины. Внедрение грейфера в место завала может происходить так же под действием собственного веса грейфера или отдельных звеньев манипулятора. При зачерпывании груза исполнительные элементы грейфера совершают вращательное и поступательное движение. В основном такое движение реализуется синхронизацией и жесткой кинематической связью системы рычагов и гидроцилиндров грейфера [9, 10].

Известно, что при захвате радиальным грейфером груза основным сопротивлением является сопротивление сжатия и заполнения грейфера. Как показали исследования, во время захвата груза между движущимися навстречу друг другу челюстями грейфера образовывается “балочная система” (“балка”), которая препятствует последующему заполнению грейфера [8].



Рис. 1. Грейферный захват

Основная часть. На основании ранее выполненных теоретических и экспериментальных исследований, можно отметить следующие требования к радиальным грейферам [8, 9]:

1. Заполнение грейферного захвата должно проходить за один прием и на протяжении минимального времени.
2. Форма челюстей радиального грейферного захвата при захвате груза не должна допускать образование “балок”.
3. Форма челюсти должна способствовать заполнению грейфера под действием усилий, приложенных к челюстям.

4. Максимально возможный объем заполнения грейфера грузом должен отвечать технологическим и техническим условиям работы грузоподъемных и подъемно-транспортных машин, обеспечивающих выполнение операций на завалах при чрезвычайных ситуациях.

Определение необходимого времени захватывания груза радиальным грейфером можно решить, как задачу кинематики грейферного механизма исходя из уравнения Лагранжа 2-го рода.

На основании расчетной схемы (рис. 2) при неизменяемых углах α, β , определяются величины Y_A, Y_B, Y_{S1}, Y_{S2} , а скорость перемещения точек получаем продифференцировав их по времени.

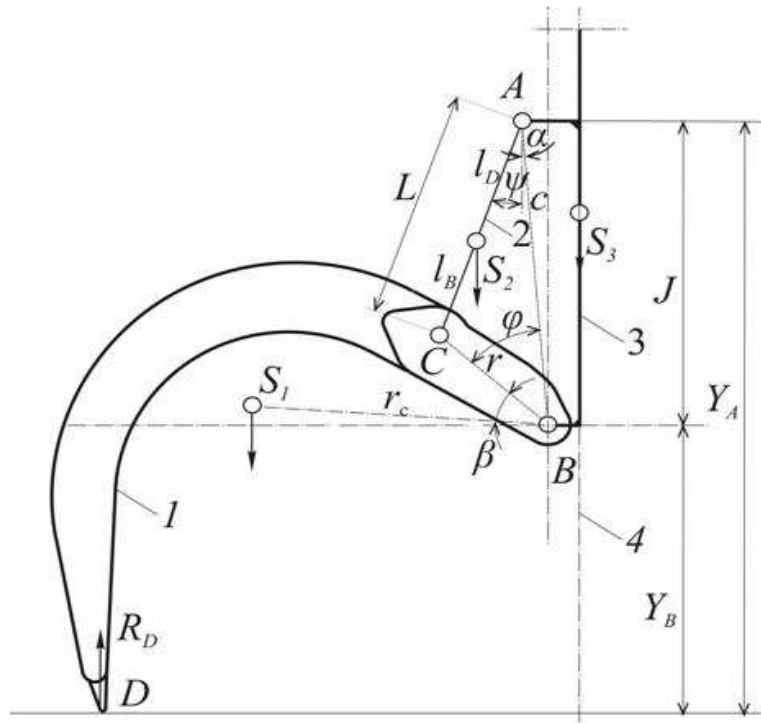


Рис. 2. Расчетная схема грейфера
1 – челюсть; 2 – гидроцилиндр; 3 – корпус; 4 – ось симметрии грейфера

$$V_A = \frac{dY_B}{dt} = V_B, \quad V_C = V_B + \frac{rd \cos \phi}{d\phi} \frac{d\phi}{dt} = V_B - r \sin \phi \omega,$$

$$V_{S1} = V_B - r_C \sin(\phi + \beta) \omega, \quad V_{S2} = V_B - \frac{r \sin \phi}{2} \omega, \quad \text{где } \omega = \frac{d\phi}{dt}.$$

Тем самым, уравнения отображают скорость точек как функцию от ϕ до ω .
Запишем систему уравнений Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\delta T}{\delta V_B} \right) - \frac{\delta T}{\delta Y_B} = Q_{YB}, \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\delta T}{\delta \omega} \right) - \frac{\delta T}{\delta \phi} = Q_\phi, \tag{1}$$

где Q_{YB} и Q_ϕ – моменты.

Кинетическая энергия механизма равна:

$$2T = m_A V_A^2 + m_C V_C^2 + m_B V_B^2 + m_{S1} V_{S1}^2 + m_{S2} (V_{S2} + V_{II})^2 + J_{S1} \omega^2$$

Где J_{S1} – момент инерции челюсти относительно центра массы, который является постоянной величиной, потому что рычаг вращается вокруг неподвижной оси.

Подставив ранее определенные значения в уравнение (2) получим:

$$2T = m_A V_B + m_C (V_B - r \sin \phi \omega)^2 + m_B V_B^2 + m_{S1} (V_B - r \sin(\phi + \beta) \omega)^2 + m_{S2} (V_B - \frac{r \sin \phi}{2} + V_{II})^2 + J_{S1} \omega^2 = V_B^2 (m_A + m_C + m_B + m_{S2} + m_{S1}) - 2V_D r \omega (\sin \phi m_B + m_{S1} \frac{r_C}{r} \sin(\phi + \beta) + \frac{m_{S2} \sin \phi}{2}) + r^2 \omega^2 (m_C \sin^2 \phi + m_{S1} (\frac{r_C^2}{r} \sin^2(\phi + \beta) + \frac{m_{S2} k \sin^2 \phi}{4} + \frac{J_{S1}}{r^2}))$$
 (2)

Для упрощения введем переменные:

$$\begin{aligned} (m_D + m_C + m_A + m_{S1} + km_{S2}) &= C_1 \\ m_C \sin^2 \phi + m_{S1} (\frac{r_C^2}{r} \sin^2(\phi + \beta) + \frac{m_{S2} k \sin^2 \phi}{4} + \frac{J_{S1}}{r^2}) &= C_2 \\ \sin \phi m_B + m_{S1} \frac{r_C}{r} \sin(\phi + \beta) + \frac{m_{S2} \sin \phi}{2} &= C_3 \end{aligned}$$

Константы C_1, C_2, C_3 являются постоянными, тогда $k=const$, так как скорость поршня V_{II} относительно к V_B есть постоянной величиной.

Примем следующее предположение:

$$\frac{V_{II} + V_B}{kV_B} = \frac{V_{II}}{V_B} = k - 1$$
 (3)

Уравнение кинетической энергии представим, используя уравнение (2) и коэффициенты C_1, C_2, C_3 :

$$2T = C_1 V_B^2 - 2C_3 V_B r \omega + C_2 r^2 \omega^2$$
 (4)

Коэффициенты C_2 и C_3 являются функциями угла поворота φ челюсти грейфера, который изменяется относительно узкого диапазона и равный среднему значению аргумента угла φ .

При постоянных коэффициентах C_1, C_2, C_3 , частичные производные кинетической энергии по скорости и угловому ускорению равны:

$$\begin{aligned} \frac{\delta T}{\delta V_B} = C_1 V_B - A_3 r \omega, \quad \frac{\delta T}{\delta V_B} &= 0 \\ \frac{\delta T}{\delta \omega} = C_2 r^2 \omega - C_3 r V_B, \quad \frac{\delta T}{\delta \omega} &= 0 \end{aligned}$$

Эту систему можем представить, как

$$\begin{aligned} C_1x - C_3ry &= Q_{YA} \\ -C_3rx + C_2r^2y &= Q_\phi \end{aligned}, \text{ где } x, y - \text{ неизвестные.} \quad (5)$$

Развязывая систему уравнений с 2-мя неизвестными, получим:

$$y = \frac{C_1Q_\phi + A_3rQ_B}{C_1C_2r^2 - C_3^2r^2} = \frac{C_1\frac{Q_\phi}{r} + C_3Q_{YB}}{(C_1C_2 - C_3^2)r} = \frac{d\omega}{dt} = \varepsilon = const$$

$$x = \frac{dV_A}{dt} = \frac{C_3Q_\phi - C_2rQ_{YB}}{C_3^2 + C_1C_2r} = \frac{C_3\frac{Q_\phi}{r} + C_2Q_{YB}}{C_3^2 - C_1C_2} = a_B = const$$

Интегрируем переменные x и y по времени и получим

В начальный момент времени $t = 0, V_B = 0, Y_B = 0$.

$$Y_B \left[\frac{C_3\frac{Q_\phi}{r} - C_2Q_{YB}}{C_3^2 + C_1C_2} \right] \frac{t^2}{2}, \text{ и } \phi = \phi_0 + \left[\frac{C_1\frac{Q_\phi}{r} - C_3Q_{YB}}{(C_1C_2 - C_3^2)r} \right] \frac{t^2}{2} \quad (6)$$

Отсюда определяем продолжительность времени захватывания грузов радиальным грейфером:

$$t = \sqrt{\frac{2Y_B(C_3^2 + C_1C_2)}{C_3\frac{Q_\phi}{r} - C_2Q_{YB}}}$$

Заключение. Представленный материал предлагается как методика определения времени захватывания грузов при разборке завалов в чрезвычайных ситуациях радиальным грейфером и для решения технологических задач.

Литература:

1. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Интенсификация разработки грунтов в дорожном строительстве. – М.: Транспорт. 1993. – 383с.
2. Зеньков С.А., Кожевников А.С., Баев А.О., Дрюпин П.Ю. Определение мест установки электронагревательных гибких ленточных элементов для борьбы с намерзанием грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2014. Т. 1. С. 195-202.
3. Зеньков С.А., Кожевников А.С., Кутимский Г.М. Использование электронагревательных гибких ленточных элементов для борьбы с намерзанием грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Механики XXI века. 2014. № 13. С. 156-160.
4. Зеньков С.А., Батура А.А., Булаев К.В., Диппель Р.А. Анализ структуры рабочего органа ковшового типа с устройством внешнего интенсифицирующего воздействия для снижения адгезии грунта // Механики XXI века. 2005. № 4. С. 49-52.
5. Зеньков С.А., Курмашев Е.В. Анализ возможного повышения производительности экскаваторов при термоакустическом воздействии для устранения адгезии грунта к ковшу // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2008. № 2. С. 137-140.

6. Зеньков С.А., Курмашев Е.В., Мунц В.В. Стенд для исследования влияния комбинированного воздействия на адгезию грунтов к землеройным машинам // Механики XXI века. 2007. № 6. С. 15-18.

7. Зеньков С.А., Булаев К.В., Батуро А.А., Диппель Р.А. Стенд для исследования влияния интенсифицирующего воздействия на прочность смерзания грунта с металлической поверхностью рабочего органа // Механики XXI века. 2005. № 4. С. 44-49.

8. Таубер Б.А. Грейферные механизмы. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.

9. Корендясев, А.И. и др. Манипуляционные системы роботов / А.И. Корендясев, Б.Л. Саламандра, Л.И. Тывес; Под ред. А.И. Корендясева. – М.: Машиностроение, 1989. – 471 с.

10. Третьяков Н.Д. Обоснование параметров пачкового захвата // Труды ЦНИИМЭ. – Химки: ЦНИИМЭ. –1982. – С.126-130.

Determination of the time of grabbing the cargo by a radial grab during the analysis of blockages

D.A.Mineev^a, N.A.Kropochev^b

BratskStateUniversity,40MakarenkoSt.,Bratsk,Russia

^amineev_67@mail.ru

Keywords:radial grab, load capture time, method.

Debris analysis is the most time-consuming work in eliminating the consequences of industrial accidents and natural disasters. The most effective in this case multifunctional loading machines, equipped with manipulators with clamshell grippers. On the basis of the requirements for radial grabs: the gripper grab filling must be completed in one operation and during the minimum time; the shape of the jaws of the radial grab grip when grasping the load must not allow the formation of "beams"; The shape of the jaw should facilitate the filling of the grapple under the action of the forces applied to the jaws; the maximum possible volume of filling the grab with cargo must meet the technological and technical conditions of the work of load-lifting and lifting-transporting machines providing operations on the obstructions in emergency situations. In this work a technique for determining the time of picking up cargo during disassembly of rubble in emergency situations by a radial grab and for solving technological tasks. Determination of the required time for grabbing a load by a radial grab can be solved as a kinematics problem for a grab mechanism based on the Lagrange equation of the second kind.

УДК 621.878.23

Бульдозер с диско-фрезерным рабочим органом

Д.А. Минеев

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
mineev_67@mail.ru

Ключевые слова: диско-фрезерный рабочий орган, грунт, бульдозер, отвал.

Значительную часть работ при строительстве занимают земляные работы, выполняемые землеройно-транспортными машинами. Земляные работы в мерзлых грунтах являются наиболее трудоемкими, дорогостоящими и вместе с тем еще недостаточно изученными. Доля мерзлого грунта составляет около 6,8% от общего объема земляных работ, а в зимние месяцы доходит до 20-40%. Удельная трудоемкость разработки прочных грунтов значительно выше трудоемкости разработки непрочных грунтов.

Для послойного рыхления мерзлого грунта при производстве планировочных работ и устройстве дорожных выемок в зимнее время различными организациями создан и применяется ряд землеройно-фрезерных машин, у которых разработка мерзлого грунта осуществляется при вращении рабочего органа и передвижению машин по строительной площадке. В статье рассмотрена конструкция с диско-фрезерным рабочим органом, на примере бульдозерного оборудования. Результатом изобретения является расширение технологических возможностей, увеличение производительности, снижение энергоемкости.

Введение. В Российской Федерации более 70% территории составляют вечномерзлые и сезонномерзлые грунты. Ежегодно разрабатывается более 1 млрд. м³ мерзлых грунтов, прочность которых в несколько раз больше прочности талых грунтов. К вечномерзлым грунтам относятся грунты, находящийся в мерзлом состоянии постоянно в течение трех и более лет и оттаивающие летом на небольшую глубину (примерно на 1-3 м), а глубже (до 50-1000 м) находясь постоянно (веками) в мерзлом состоянии. К сезонномерзлым грунтам относятся грунты, находящиеся в мерзлом состоянии периодически в течение холодного сезона. [1,6-9].

Послойное рыхление мерзлых грунтов используется при вертикальной планировке строительных площадок, устройстве мелких котлованов, рытье широких траншей, а также при разработке массива грунта. Применяемые для этих целей машины агрегируются, как правило, на тракторах промышленного назначения и представляют собой бульдозерное, рыхлительное и фрезерное навесное оборудование к ним.

Промышленность у нас в стране и за рубежом выпускают бульдозеры широкого спектра действия. Для повышения эффективности разработки грунта бульдозеры оборудуются дополнительными устройствами, облегчающими внедрение рабочего органа в грунт или приводящими мерзлый грунт в талое состояние. Наиболее распространены устройства, включающие ступенчатую режущую кромку или рыхлительные зубья. Значительно увеличивают процесс разрушения мерзлых грунтов бульдозерами применение в их конструкции различных типов фрез, однако таких конструктивных решений мало. В работе рассмотрим бульдозер с диско-фрезерным рабочим органом [2,10-13].

Основная часть. Известен бульдозер (патент SU1730366 A1), включающий на базовой машине отвал, крестообразную раму, на концах которой расположены фрезы с приводом их вращения [3].

Однако такой бульдозер обладает следующими недостатками: сложность конструкции и ремонта, отсутствие возможности перемещения грунта вперед, так как разгрузка срезаемого грунта идет в боковые отвалы.

Из известных технических решений наиболее близким по технической сущности к

заявленному объекту является бульдозер (патент SU1217998 A1), включающий отвал с установленными в его нижней части поворотными режущими элементами. Режущие элементы выполнены в виде дисков, смонтированных с возможностью фиксированного изменения угла их установки по отношению к продольной оси машины.

Однако такой бульдозер обладает рядом недостатков. Отсутствие привода на дисках и возникающая при перемещении бульдозера сила давления призмы грунта на диски, препятствующая их вращению, не позволяет достаточно хорошо прорезать грунт. Диски, установленные под углом и вращающиеся за счет возникновения касательной составляющей силы резания, являются источником дополнительных сопротивлений. Также необходимость изменения угла установки дисков в зависимости от вида грунта. Отсутствует возможность эффективной разработки плотных и мерзлых грунтов[4].

Наиболее целесообразным техническим решением является отвал бульдозера по патенту с номером 2 270 299. Изобретение относится к строительно-дорожным машинам, а именно к землеройным машинам типа бульдозеров, и предназначено для разработки плотных и мерзлых грунтов. Задачей изобретения является расширение технологических возможностей [5].

Указанный технический результат достигается тем, что бульдозер включает базовую машину, шарнирно связанную с толкающими брусьями, отвал и дополнительный рабочий орган, который выполнен из двух, жестко закрепленных на толкающих брусьях, поддерживающих брусьев, к которым прикреплен вал с дисковыми фрезами, вращающимися по направлению движения бульдозера, расположенными перпендикулярно плоскости резания, и гидромотор, жестко соединенный с валом.

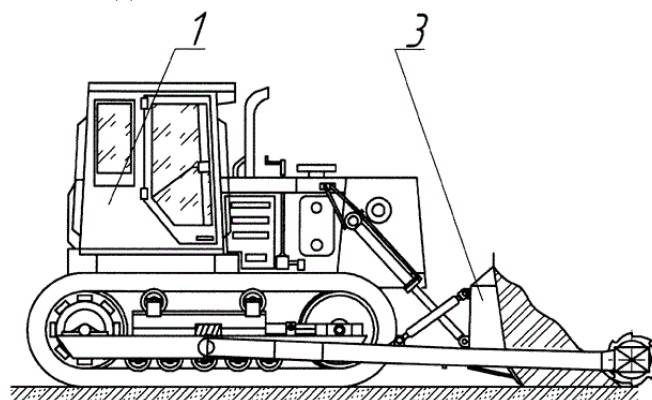


Рис. 1 – Бульдозер – вид сбоку

Изобретение поясняется прилагаемыми чертежами, где на рис.1 приведен бульдозер, вид сбоку, на рис.2 приведен бульдозер, вид сверху, на рис.3 приведена схема сил, действующих на бульдозер.

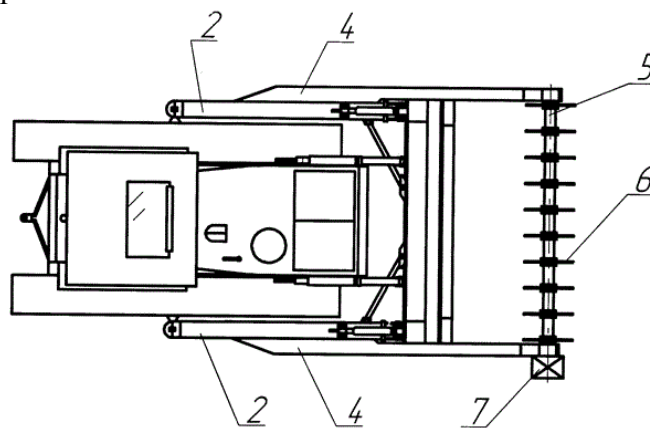


Рис. 2 – Бульдозер – вид сверху

Бульдозер включает в себя базовую машину 1, толкающие брусья 2, отвал 3 и

дополнительный рабочий орган, состоящий из жестко соединенных с толкающими брусьями 2, поддерживающих брусьев 4, на которых закреплен вал 5 с жестко установленными дисковыми фрезами 6. На поддерживающих брусьях 4 установлен гидромотор 7, жестко связанный с валом 5.

Бульдозер работает следующим образом.

Базовая машина 1 подъезжает к месту работы. Затем включают гидромотор 7, который вращает вал 5 с закрепленными на нем дисковыми фрезами 6. С помощью гидроцилиндров опускают отвал 3, а вместе с ним и поддерживающие брусья 4. Вращающиеся фрезы 6 разрезают грунт перед отвалом 3, тем самым уменьшая сопротивление резанию W_p , вследствие возникновения свободного резания грунта отвалом 3 при двух открытых стенках реза. Так как фрезы вращаются по направлению движения бульдозера и режут грунт «сверху-вниз», то возникающая горизонтальная составляющая силы сопротивления резанию R_x направлена вперед по ходу рабочего движения бульдозера и как бы «подталкивает» бульдозер, компенсируя часть затрат мощности на преодоление сопротивления перемещению бульдозера W_f .

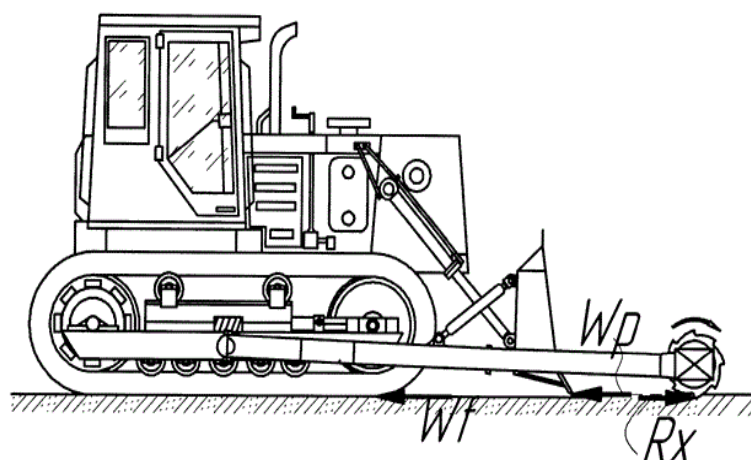


Рис. 3 – Схема сил, действующих на бульдозер

Заключение. Использование на бульдозере данного рабочего органа при разработке мерзлых грунтов позволяет существенно снизить энергоемкость работ, тем самым повысить производительность.

Литература:

1. Справочная энциклопедия дорожника. Том 5. Проектирование автомобильных дорог. Федотов Г.А., Поспелов П.И. (ред.). 2007
2. Кузмичев В.А. Методы и средства разработки грунтов в районах с холодным климатом: Учебное пособие / В.А. Кузмичев, И.М. Ефремов, С.А. Зеньков, Ю.Н. Кулаков, А.А. Кононов. – Братск: ГОУ ВПО «БрГУ», 2006. – 82 с.
3. Патент СССР на изобретение SU1 730 366 A1 (SU), E02F 3/76 (2000.01). Рабочий орган бульдозер / Мигляченко В. П. – № 400669; заявл. 31.05.1988; опубл. 30.04.1992.
4. Патент СССР на изобретение SU1 217998A1 (SU), E02F 3/76 (2000.01). Рабочий орган бульдозер / Шевнин Ю.А., Шевнина П.Н. – № 739187; заявл. 29.11.1986; опубл. 15.03.1980.
5. Патент РФ на изобретение SU 2 270 299 C1 (RU), E02F 3/76 (2000.01). Рабочий орган бульдозер / Шевнин Ю.А., Шевнина П.Н. – № 739187; заявл. 29.11.1986; опубл. 15.03.1980.
6. Зеньков С.А., Плеханов Г.Н., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С. Оборудование для определения влияния жидкостного промежуточного слоя на адгезию грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Вестник Таджикского технического университета. 2014. Т. 2. № 26. С. 28-32.

7. Зеньков С.А., Балахонов Н.А. Снижение адгезии грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин нанесением жидкостного промежуточного слоя // Вестник развития науки и образования. 2014. № 3. С. 32-37.

8. Балахонов Н.А., Зеньков С.А., Чубыкин А.С. Повышение эффективности работы землеройных машин при разработке связных грунтов с использованием противообледенительной жидкости "OCTAFLO EG" // Экология и научно-технический прогресс. Урбанистика. 2014. № 1. С. 232-237.

9. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С., Кожевников А.С. Анализ применения жидкостного промежуточного слоя для снижения адгезии грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2014. Т. 1. С. 189-195.

10. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С. Анализ применения противообледенительной жидкости "octaflo eg" для снижения адгезии грунта к землеройным машинам // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2014. Т. 2. С. 35-40.

11. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Чубыкин А.С., Кожевников А.С. Влияние жидкостного промежуточного слоя на адгезию грунта к металлическим поверхностям рабочих органов землеройных машин // Механики XXI века. 2014. № 13. С. 152-156.

12. Зеньков С.А., Игнатьев К.А., Филонов А.С., Балахонов Н.А. Устранение налипания грунта на рабочие органы землеройных машин с использованием пьезокерамических излучателей // Модернизация и научные исследования в транспортном комплексе. 2013. Т. 1. С. 64-72.

13. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Игнатьев К.А., Кожевников А.С. Неметаллические покрытия как профилактическое средство снижения адгезии на отвальных рабочих органах землеройных машин // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2013. Т. 2. С. 30-35

Bulldozer with disco-milling working body

D.A.Mineev

BratskStateUniversity,40MakarenkoSt.,Bratsk,Russia
mineev_67@mail.ru

Keywords: disco-milling working body, soil, bulldozer, blade, construction.

Considerable part of works at construction is occupied by the earthwork performed by digging transport vehicles. Earthwork in frozen soil is the most labor consuming, expensive and at the same time still insufficiently studied. The share of frozen soil makes about 6,8% of the total amount of earthwork, and in winter months reaches 20-40%. The specific labor input of development of strong soil is much higher than labor input of development of fragile soil.

For layer-by-layer loosening of frozen soil by production of planning works and the device of road dredging in winter time by various organizations it is created and a number of digging and milling cars at which development of frozen soil is carried out at rotation of working body and to movement of cars on the building site is used. In article the construction with disco - milling working body, on the example of the bulldozer equipment is considered. Expansion of technological capabilities, increase in productivity, and decrease in power consumption is result of an invention.

УДК 666.97.031

Некоторые аспекты расчета виброактиваторов сиффонного типа

Ефремов М.И.

Санкт-Петербургский государственный политехнический университет Петра Великого,
ул. Политехническая 29, Санкт-Петербург, Россия

michdoker@mail.ru

Ключевые слова: вибросмесить, виброактиватор, сиффон.

В статье предложена попытка разработки методики выбора кинематических и энергетических параметров виброактиватора сиффонного типа, используемого для интенсификации процесса приготовления цементобетонной смеси в модернизированном смесителе принудительного действия. Процесс вибрационного воздействия на цементобетонную смесь сопряжен с подсосыванием и выбросом граничной смеси в волнах сиффона, что в значительной степени сказывается на выборе мощности привода виброактиватора. Предлагаемая методика позволит учитывать дополнительные затраты энергии на процесс интенсификации перемешивания.

Анализ конструктивных и потоковых функциональных структур смесительных машин, а также путей интенсификации процессов смешивания, позволил в качестве основного направления сделать выбор за использование вибрации в процессах смешивания, как средства, обеспечивающее наиболее эффективное воздействие на изменение структурно-реологических свойств перерабатываемых материалов.

Наиболее рациональной формой поиска новых принципиальных схем вибросмесителей является анализ известных конструкций, в результате которого выявляются их положительные и отрицательные стороны. Известны разнообразные конструкции вибрационных смесителей, подробное описание которых дано К.М.Королевым, Г.Я.Кунносом, А.Д.Лесным и другими авторами, а также в патентно-лицензионных источниках[1-8].

Анализ показал, что процесс смешивания происходит за счет самоциркуляции смеси, возникающей в результате колебаний корпуса и отдельных элементов. Для обеспечения самоциркуляции смеси и, следовательно, конвективного смешивания, как показали исследования, необходимы амплитуды колебаний равные 2...6 мм, и частоты 150...300 рад/с.

Положительными качествами подобных вибросмесителей являются: простота конструкции, отсутствие быстро изнашиваемых элементов, что снижает эксплуатационные затраты, большие площади передачи вибрации и невысокая стоимость изготовления. К основным недостаткам необходимо отнести: большие колеблющиеся массы и низкая надежность. К другой группе относятся вибрационные смесители, в которых принудительное перемешивание сочетается с вибрационным воздействием на смесь через корпус, лопастной вал, либо встроенный элемент конструкции.

Также существуют вибрационные смесители, в которых происходит свободное перемешивание смеси с одновременным воздействием через корпус, либо встроенный элемент конструкции. По принципу действия вибросмесители подразделяются на циклического и непрерывного действия. В качестве привода вибровозбудителей используются повсеместно инерционные (дебалансные), реже - электромагнитные и пневматические. В зависимости от конструкции вибрационного механизма колеблющийся орган смесителя совершает круговые (эллиптические), либо направленные колебания в

горизонтальной или вертикальной плоскостях. Поличастотное вибрирование применяется очень редко, так как значительно усложняет конструкцию [8].

Положительными качествами вибросмесителей является разделение функций процесса смешивания: конвективное смешивание осуществляет перемешивающий орган, либо вращающийся барабан, диффузионное - встроенный вибровозбудитель. Это приводит к стабилизации процесса и повышает универсальность вибросмесителя с точки зрения возможности приготовления смесей с различными структурно-реологическими свойствами.

Анализ эксплуатации опытно-промышленных образцов вибросмесителей различного типа показывает, что долговечность и надежность их зависит от надежности соединительных элементов, муфт, подшипниковых узлов и конструкций упругих связей и демпферов и т. д.

К типовым недостаткам опытно-промышленных образцов вибросмесителей можно отнести наличие больших колеблющихся масс, в результате чего возникают значительные динамические нагрузки, низкая надежность элементов привода рабочих органов, большая энергоемкость процесса смешивания, малая производительность. Так например, их удельная энергоемкость составляет 2...6 квт.ч/ м³, в то время как у смесителей принудительного действия этот показатель равен 1...1,5.

Следует обратить внимание, что наиболее слабым кинематическим звеном всех вибрационных смесителей является муфта, функции которой заключаются не только в передаче крутящего момента от электродвигателя к исполнительному органу (лопастному валу и т.п.), но и одновременно дать возможность обеспечить заданный режим колебаний. С одной стороны она должна быть жесткой, чтобы передавать значительные крутящие моменты, с другой - эластичной, чтобы не нарушить необходимый режим вибраций.

С целью увеличения производительности смесительных машин и повышения качества смесеобразования в последнее время находят применение смесители вибрационного действия с активатором лишенным перечисленных недостатков. Нами предлагается использовать в качестве виброактиваторов – тонкостенные упругие оболочки различной геометрической формы (сильфоны) [13,15-17].

Примером смесителей предлагаемой конструкции могут быть агрегаты представлены на рисунках 1 и 2.

Вибрационный смеситель содержит камеру 1 смешивания с окнами загрузки 2 и выгрузки 3 материалов соответственно, ротор 4 с приводом 5 вращения, выполненный с лопастями 6,7,8. В нижней и верхней частях камеры 1 смешивания по центру жестко закреплены два: нижний 9 и верхний 10 вибраторы, выполненные в корпусах 11, 12, с возбуждением двух одинаковых по амплитуде и различных по частоте вибрационных полей посредством нижнего 13 и верхнего 14 кривошипно-шатунных механизмов соответственно. Корпуса 11, 12 вибраторов 9,10 выполнены в виде одинаковых металлических гофрированных оболочек, представляющие собой гофрированные тонкостенные тела вращения, образующие в сечении вертикальной плоскости по точкам вершин гофр сложные геометрические фигуры, составляющие в совокупности из полуэллипса и усеченной полуокружности, и выполненных с возможностью создавать разнонаправленные колебания, внутри каждой из которых по центру в горизонтальной плоскости жестко закреплены диски, функцией которых является создание устойчивых колебаний

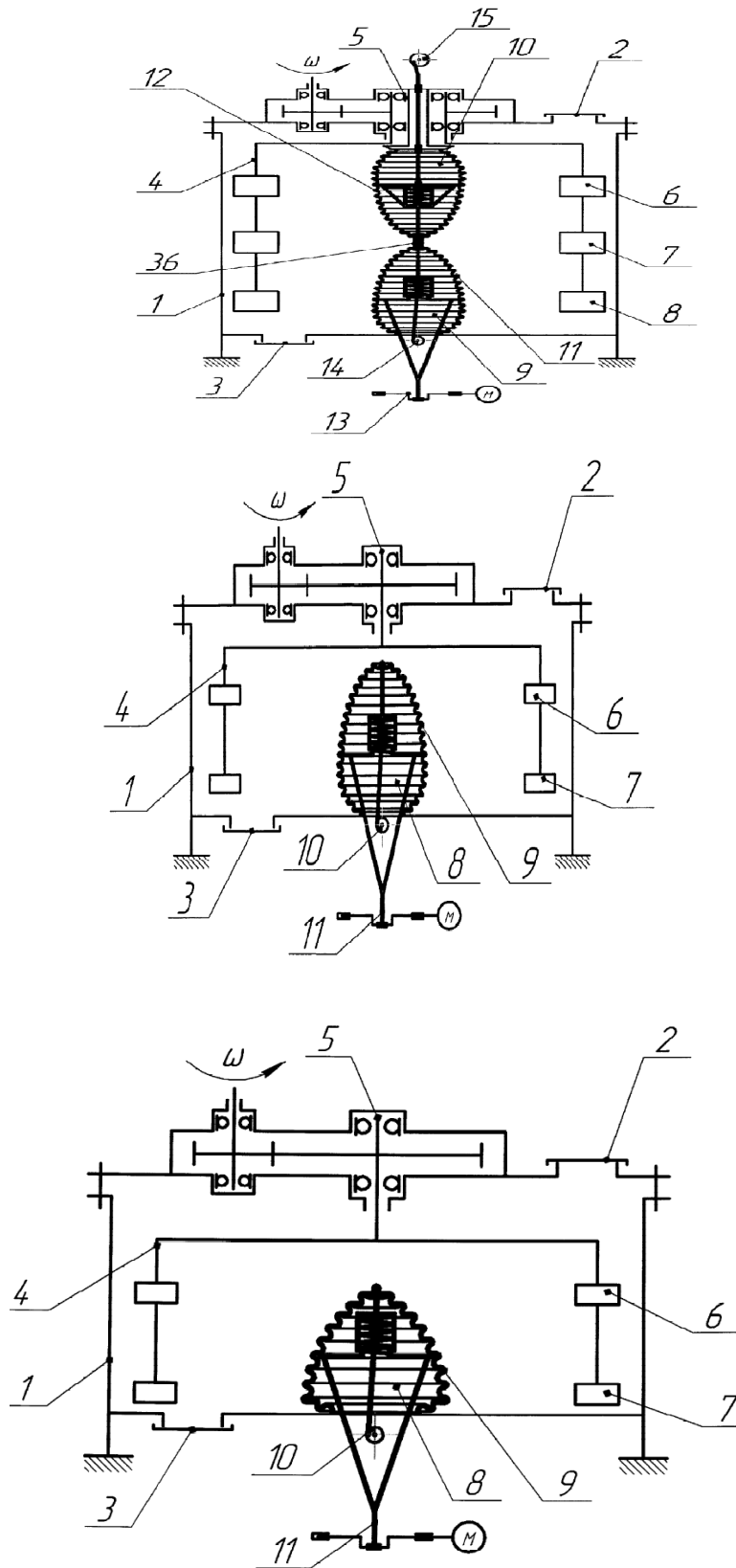


Рис 1 Варианты конструкции вибрационных смесителей принудительного действия

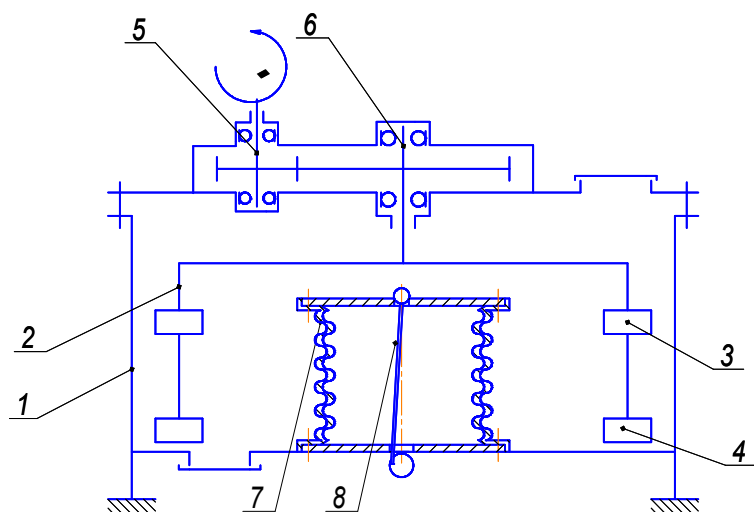


Рис. 2 Схема вибрационного смесителя принудительного действия с цилиндрическим сифоном
 1 – корпус; 2 – ротор; 3, 4 – лопасти; 5, 6 – привод смесителя 7 – сифон; 8 – кривошипно-шатунный механизм;.

Сифоны применяются в качестве гибких герметизирующих перегородок, позволяющих передавать механические усилия и перемещения внутрь замкнутых объемов. Формы сифонов могут иметь разнообразную форму, как цилиндра, конуса, усеченного конуса так и шара. Выбор формы сифона, соответствие его оптимальному получению качества смесей различного гранулометрического состава важная задача пока практически незавершенная и требующая своего практического подтверждения.

Рост требований к вибрационной смесительной технике, к их техническим характеристикам и показателям надежности, делает актуальной проблему повышения качества сифонных упругих элементов, снижение материалоемкости конструкции, обеспечение заданного ресурса работы. Эти требования обусловили развитие расчетных и экспериментальных методов, которые легли в основу общей методологии проектирования новых типов смесительных машин.

Тем не менее, в настоящее время, нет достаточно простого и удобного для практического применения аналитического метода расчета сифонов.

Сифоны работают в различных жидких средах. В данном случае предлагается использовать его в качестве виброактиватора в смесителях принудительного действия для приготовления цементобетонной смеси. Поэтому создание аналитического аппарата для описания влияния характеристик вязкой среды на динамику и надежность работы гофрированной оболочки является крайне актуальной задачей. Движения упругого элемента в вязкой среде описываются уравнениями динамики, в которых инерционные свойства жидкости выражаются через коэффициенты присоединенных масс [14].

Исходя из этого, основным направлением статьи является попытка математически описать реальную картину использования сифона в смесителях принудительного действия, в качестве активатора.

Сифон (рис.3) представляет собой осесимметричную трубчатую гофрированную оболочку. Благодаря особенностям геометрической формы сифон способен совершать значительные перемещения под действием давления, осевой и поперечной силы и изгибающего момента. Эти свойства обеспечивают сифонам широкое распространение в различных областях техники.

Из-за разнообразия применения конструктивное исполнение сифонов может быть различным. Наибольшее распространение получили бесшовные сифоны, изготовленные из тонкостенных металлических трубок, как однослойных, так и многослойных.

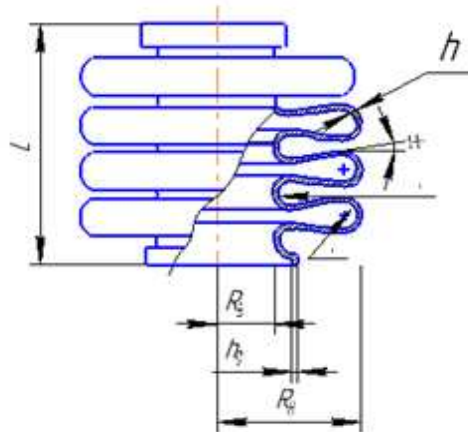


Рис. 3 Бесшовный силфон и его геометрические размеры

Описание периодических деформаций получим из волновых уравнений, описывающих периодические колебания оболочки, периодические изменения кривизны и длин дуг.

Силфонные упругие элементы работают в различных жидких средах, поэтому создание аналитического аппарата для описания характеристик влияния вязкой среды на динамику и надежность работы гофрированной оболочки является крайне актуальной задачей. Определяющие параметры движения упругого элемента в вязкой среде, инерционные свойства жидкости выражаются через коэффициенты присоединенных масс [10-12].

Проведенный аналитический обзор патентной и научно-технической литературы показал, что достаточно корректной модели расчета присоединенных масс жидкости гофрированной осесимметричной оболочки вращения в настоящее время не существует.

Уравнения динамики при свободных колебаниях силфонного виброактиватора можно представить в виде:

$$[K_L]\{X\} + [C]\{\dot{X}\} + [M]\{\ddot{X}\} = \{Q(t)\}, \quad (1)$$

где: $[M]$ – матрица масс; $[C]$ – матрица демпфирования; $[K_L]$ – матрица жесткости элемента; $\{\ddot{X}\}$, $\{\dot{X}\}$, $\{X\}$ – векторы ускорений, скоростей и перемещений силфонной оболочки; $\{Q(t)\}$ – вектор внешней нагрузки.

В частном случае при фиксации крепежной части оболочки при различных вариантах обтекания ее вязкой средой уравнение (1) приобретает вид:

$$(m + m_{np})\ddot{x} + c\dot{x} + k_i x = 0,$$

где m_{np} – присоединенная масса жидкости, величина которой в наибольшей степени зависит от геометрической формы оболочки, выбранной системы координат и от вязкости жидкости, c – коэффициент демпфирования, k_i – жесткость силфона.

Учет присоединенных масс особенно важен, если они соизмеримы с массой самого силфона. В частности, учет присоединенных масс весьма важен в задачах расчета общей и местной вибрации объектов.

В случае внешнего обтекания силфонного упругого элемента при заделке одного из торцов, он представляется цилиндрической оболочкой конечной длины. Присоединенную

массу оболочки определим посредством введения коэффициента ν , учитывающего влияние присоединенной массы на собственную частоту цилиндрической оболочки и имеющего вид:

$$\nu = \frac{\omega_n}{\lambda} = \sqrt{1 + \frac{m_{kn}}{m_0}} = \sqrt{1 + \frac{T}{T_0}}, \quad (2)$$

где ω_n – собственная частота оболочки в воздухе; λ – собственная частота оболочки в жидкой среде; m_{kn} – присоединенная масса смеси, приходящаяся на единицу площади оболочки; m_0 – масса единицы площади оболочки; T – кинетическая энергия жидкости, вовлекаемая в движение колеблющейся оболочкой; T_0 – кинетическая энергия оболочки.

Запишем кинетическую энергию смеси, приводимой в движение колеблющейся оболочкой, через составляющие скорости движения смеси (радиальную – v_r , тангенциальную – v_θ , и составляющую в направлении образующей цилиндра – v_ζ , приводимой в движении колеблющейся оболочкой:

$$T = 0,5\rho r_0 \int_D^{2\pi} \int_{r_0}^{\infty} \int_0^{L/r_0} (v_r^2 + v_\theta^2 + v_\zeta^2) r d\theta dr d\zeta, \quad (3)$$

где r_0 – радиус оболочки; L – длина оболочки.

А кинетическую энергию оболочки через составляющие скорости колебаний оболочки :

$$T_0 = \frac{\rho_0 \delta r_0}{2} \int_0^{2\pi} \int_0^{L/r_0} (\dot{w}^2 + \dot{u}^2 + \dot{v}^2) d\theta d\zeta. \quad (4)$$

На основании (2)-(4) выведем формулу квадрата коэффициента ν , учитывающего влияние присоединенных масс жидкости на собственные частоты оболочки, в виде:

$$\nu^2 = \frac{\omega_n^2}{\lambda^2} = \frac{r_0(\rho_0 \delta + \mu r_0 \rho)}{\rho_0 \delta r_0} = 1 + \mu \frac{r_0 \rho}{\rho_0 \delta}, \quad (5)$$

где

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{n_{v0}^2 + \gamma^2 \left(1 + \frac{\gamma^2 k_n}{2(n_{v0}^2 + \gamma^2)^{3/2}}\right)}}, \quad (6)$$

μ – безразмерный коэффициент присоединенной массы оболочки; $\gamma = \frac{(k_n \pi r_0)}{L}$;

k_n – число полувольт формы колебаний вдоль образующей оболочки (Рис. 3);

n_{v0} – число волн по окружности оболочки; δ – толщина оболочки; ρ – плотность жидкости; ρ_0 – плотность материала оболочки.

Из формул (2)-(5) выразим присоединенную массу, приходящуюся на единицу площади оболочки:

$$m_{kn} = \mu r_0 \rho. \quad (7)$$

Формулы (2)-(7) получены в предположении одностороннего обтекания сальфона. Если смесь находится с двух сторон оболочки, присоединенная масса удваивается.

При осесимметричных формах колебания оболочки (Рис.3) присоединенная масса, приходящаяся на единицу площади оболочки, может быть вычислена с помощью формулы (6) и (7), если положить в них $n_{v0}=0$, т.е. в этом случае:

$$m_{kn} = \frac{2r_0 \rho}{2\gamma_k + 1}. \quad (8)$$

Окончательно присоединенная масса при осесимметричных формах колебания представляется формулой:

$$m_{np} = m_{knf} \cdot S_{вепи} \cdot n + m_{rnft} \cdot S_{енад} \cdot (n + 1) + m_{knft} \cdot S_{кр} \cdot 2, \quad (9)$$

где n – количество гофров; $S_{вепи}$ – площадь сечения внутренней поверхности под вершиной полугофра; $S_{енад}$ – площадь сечения внутренней поверхности под впадиной полугофра; $S_{кр}$ – площадь сечения внутренней поверхности под крепежной частью (торцевой).

При возвратно-колебательном движении системы каждая элементарная масса механической модели сальфона включает половину массы смеси, заключенной между двумя соседними гофрами (Рис.3). Выражение для определения присоединенной массы смеси сальфона при низких формах имеет вид:

$$m_{np} = \frac{\pi}{2} \rho D_m h (2a - t N_p), \quad (10)$$

где D_m – средний диаметр сальфона; ρ – плотность материала сальфона; h – высота гофра; a – средний радиус внешнего и внутреннего закругления гофра; t – толщина слоя металла сальфона; N_p – число металлических свойств сальфона.

А для высоких форм, где поведение жидкости сопровождается эффектами вдавливания жидкости в гофры и выдавливанием ее обратно, описывается выражением:

$$m_{np} = \frac{\pi \rho D_m h^3}{3(t-a)}, \quad (11)$$

где $(t - a)$ – ширина промежутка между соседними гофрами.

Таким образом, полученные результаты представляют собой теоретическое обобщение и решение проблемы – создание методик, позволяющих проводить моделирование параметров сальфонных виброактиваторов, что является одним из важных аспектов проблемы создания высокопроизводительных смесительных агрегатов, использующих в основе своей конструкции виброактиваторы сальфонного типа.

Литература:

1. Баженов Ю.М. Новому веку новые бетоны // Строительные материалы XXI века. – 2000. - №2. – С. 10-11.
2. Пыльнев В.Г. Повышение эффективности перемешивания и уплотнения бетонной смеси вибрационным способом. / Дис... канд. техн. наук:05.23.05. – Воронеж, ВГАСУ, - 2004. – 214с.
3. Десов А.Е. К теории вибрации бетона // Технология бетона. – М.:ОНТИ, 1937. – С.74-82.
4. Файтельсон Л.А. Виброперемешивание бетона // Исследование по бетону и железобетону. – Рига: Изд. АН Латв.ССР, 1957. – С.33-41.
5. Розенфельд Ю.Г. Физико-механические свойства гравия, стабилизированного минеральным вяжущим в вибрационном смесителе // Исследование по бетону и железобетону. – Рига: Изд. АН Латв.ССР, 1961. – С.133-135.
6. Ефремов И.М. Интенсификация процесса и выбор параметров роторно-вибрационного смесителя. / Дис... канд. техн. наук:05.05.04. – Л.,ЛИСИ,1985. – 250с.
7. Ефремов И.М., Лобанов Д.В. Оборудование промышленности строительных материалов // Строительные и дорожные машины. – 2009. - №10. – С. 15-19.
8. Ефремов И.М., Лобанов Д.В. Новые роторные смесители с различными системами вибровозбуждения // Там же. – 2008. - №9. – С. 7-9.
9. Кузьмичев В.А., Чихачев Б.А. К вопросу моделирования процесса перемешивания в роторно-вибрационном смесителе // Повышение эффективности использования машин в строительстве. – Л.:ЛИСИ, 1985. – С.45-52.
10. Кузьмичев В.А., Серебренников А.А. Некоторые вопросы моделирования вибросмесителей // Строительные и дорожные машины. – Ярославль:ЯГТУ,1980. – С.62-64.
11. Кузьмичев В.А., Баторшин В.П., Ефремов И.М. К вопросу исследования свойств песчано-гравийного материала / ЛИСИ. – Л., 1983. – 11с. – Деп.вЦНИИТЭстроймаш 3.05.83, №48, сд. Д-83.

12. Кузьмичев В.А., Баторшин В.П., Ефремов И.М. Исследование процесса виброперемешивания в виброшнековом смесителе // 2 Республиканская конференция по физико-химической механике дисперсных систем и материалов: Тез. докл., 1983 г., Киев. – т.2, С.20.

13. Устройство для перемешивания бетонной смеси: пат. 2399486 Российская Федерация / Фигура К.Н., Ефремов И.М. - № 2009120342/03, заявл. 28.05.09, опубл. 20.09.10, Бюл. №26. – 7 с.

14. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Оболочки и пластины. – М.: Наука, 1966. – 625с.

15. Патент РФ на полезную модель RU 156 390 U1 (RU), МПК В28С 5/14, 2006.01 Гравитационный смеситель / Ефремов М.И., – № 2015111764/03; заявл. 31.03.2015; опубл. 10.11.2015, Бюл №31; приоритет 31.03.2015

16. Патент РФ на полезную модель RU 156 398 U1 (RU), МПК В28С 5/22, 2006.01 Гравитационный смеситель / Ефремов М.И., – № 2015111693/05; заявл. 31.03.2015; опубл. 10.11.2015, Бюл №31; приоритет 31.03.2015.

17. Патент РФ на полезную модель RU 156 528 U1 (RU), МПК В28С 5/22, 2006.01 Гравитационный смеситель / Ефремов М.И., – № 2015111773/05; заявл. 31.03.2015; опубл. 10.11.2015, Бюл №31; приоритет 31.03.2015.

Some aspects of calculation of vibration activators bellows type

Efremov, M. I.

Peter the Great St. Petersburg state Polytechnic University, 29 Politechnicheskaya str., Saint Petersburg, Russia

michdoker@mail.ru

Keywords: vibrometer, vibroactivity, bellows.

In the article the attempt of development of methodology of the choice of the kinematic and power parameters of vibroactivity bellows used to intensify the process of preparation of cement-concrete mixtures in a modified compulsory mixer. The process of vibration impact on the cement concrete mixture is associated with the suction and discharge of the boundary mixture in the bellows waves, which largely affects the choice of the drive power of the vibro-activator. The proposed technique will allow to take into account the additional costs of energy for the process of intensification of mixing.

УДК 666.97.031

Анализ конструкций вибрационных смесительных машинОлейник В. С.¹, Фигура К. Н.^{1а}, Мальцев Э. А.¹, Воронович В. Н.¹¹Братский государственный Университет, ул. Макаренко 40, г. Братск, 665709 Россия^аkonstantinfigura@yandex.ru

Ключевые слова: вибросмеситель, вибрация, корпус, инерционный смеситель, принцип действия вибросмесителя.

В статье представляется анализ вибрационных смесителей, их классификация по принципу действия и способу смешивания. Вибрационные технологические процессы и используемые в них машины и оборудование, применяются в строительстве, производстве строительных материалов и во многих других отраслях промышленности. Уплотнение, дробление, сепарация, забивка свай, дозирование и транспортирование насыпных материалов – далеко не полный перечень технологических процессов, в которых целесообразно использовать вибрацию.

При конструктивной простоте большинства вибрационных машин их динамика и динамика вибрационных процессов являются весьма сложными, что сдерживает применение подобной техники. Проектирование вибрационных машин неразрывно связано с изучением физических процессов, протекающих при взаимодействии рабочего органа машины с обрабатываемой средой, теории колебаний и динамики машин, усталостной прочности элементов конструкций.

Промышленность по изготовлению железобетонных изделий неразделимо связано с приготовлением бетонных смесей. Уровень современной технологии приготовления различных бетонных смесей убедительно свидетельствует о том, что процесс смешивания строительных материалов представляет собой совокупность протекающих в нем физических, химических и механических процессов, в результате которых компоненты минеральных материалов и вяжущее равномерно распределяются в смешиваемом объеме, образуя однородную смесь. Однако самым совершенствующимся с древних времен по настоящее время, обусловленным своей «управляемостью» процессом, является механическая обработка бетонной смеси. Бетоны и строительные растворы представляют собой искусственные материалы, получаемые из смеси, состоящей из вяжущих веществ (цемента, извести) и заполнителей (щебня, гравия и песка). В результате химической реакции между вяжущими веществами и водой образуется цементный (известковый) камень, заполняющий пространство между щебнем и песком [1]. Для экономии цемента и получения более прочного бетона следует так подбирать компоненты смеси, чтобы между ними было наименьшее количество пустот. В качестве заполнителей широко применяются легкие материалы: шлак, пемза, керамзит. На технологию приготовления бетонов и их укладку большое влияние оказывает количество вяжущего вещества и воды, которые в основном определяют подвижность и укладываемость смеси. От этих же компонентов зависит и прочность бетона. Затвердевший бетон характеризуется «маркой», т. е. пределом прочности образцов на сжатие в 28-дневном «возрасте». На прочность бетона влияет однородность смеси, зависящая от качества перемешивания [2-6].

Известны разнообразные конструкции вибрационных смесителей. Несмотря на их разнообразие по конструкционным особенностям и способу смешивания, их можно разделить на три основные группы [7].

К первой группе относятся вибрационные смесители, в которых процесс смешивания происходит за счёт самоциркуляции смеси, возникающей в результате колебаний корпуса и отдельных элементов. Для обеспечения самоциркуляции смеси и, следовательно, конвективного смешивания, как показали исследования, необходимы амплитуды колебаний равные 2...6 мм, и частоты 150...300 рад/с.

Положительными качествами подобных вибросмесителей являются: простота конструкции, отсутствие быстро изнашиваемых элементов, что снижает эксплуатационные затраты, большие площади передачи вибрации и невысокая стоимость изготовления. К основным недостаткам необходимо отнести: большие колеблющиеся массы и низкая надёжность. Технологическая потребность больших амплитуд колебаний приводит к необходимости проектирования резонансных вибросмесителей, что в свою очередь влечёт за собой значительные динамические нагрузки на фундамент, привод и т. д. Как показал опыт эксплуатации промышленных образцов перечисленные недостатки существенны и не позволяют проектировать надёжные конструкции.

Ко второй группе относятся вибрационные смесители, в которых принудительное перемешивание сочетается с вибрационным воздействием на смесь через корпус, лопастной вал, либо встроенный элемент конструкции.

К третьей группе относятся вибрационные смесители, в которых происходит свободное перемешивание смеси с одновременным воздействием через корпус, либо встроенный элемент конструкции.

По принципу действия вибросмесители подразделяются на циклические и непрерывные действия. В качестве привода вибровозбудителей используются повсеместно инерционные (дебалансные), реже – электромагнитные и пневматические. В зависимости от конструкции вибрационного механизма колеблющийся орган смесителя совершает круговые (эллиптические), либо направленные колебания в горизонтальной или вертикальной плоскостях. Поли-частотное вибрирование применяется очень редко, так как значительно усложняет конструкцию.

Положительными качествами вибросмесителей второй и третьей групп является разделение функций процесса смешивания: конвективное смешивание осуществляет перемешивающий орган, либо вращающийся барабан, диффузионное – встроенный вибровозбудитель. Это приводит к стабилизации процесса и повышает универсальность вибросмесителя с точки зрения приготовления различных смесей.

Анализ работы вибросмесителей различного типа показывает, что долговечность и надёжность их зависит от надёжности соединительных элементов, муфт, подшипниковых узлов и конструкций упругих связей и демпферов [8].

К типовым недостаткам промышленных образцов вибросмесителей можно отнести наличие больших колеблющихся масс, в результате чего возникают значительные динамические нагрузки, низкая надёжность элементов привода рабочих органов, большая энергоёмкость процесса смешивания, малая производительность. Так например, удельная энергоёмкость вибросмесителей опытно-промышленных образцов составляет 2...6 квт.ч/м³, в то время как у смесителей принудительного действия этот показатель равен 1,0...1,5.

Следует обратить внимание, что наиболее слабым кинематическим звеном всех вибрационных смесителей является муфта, функции которой заключаются не только в передаче крутящего момента от электродвигателя к исполнительному органу (корпусу, лопастному валу и т. п.), но и в одновременном обеспечении заданного режима колебаний, т.е. с одной стороны она должна быть жёсткой, чтобы передавать значительные крутящие моменты, с другой – эластичной, чтобы не нарушить необходимый режим вибраций.

При использовании инерционных вибровозбудителей обеспечить технологические режимы вибрации возможно, применяя шарнирные (карданные) муфты.

Другим важным узлом, который подвергается большим вибрационным нагрузкам, является узел подшипника.

Таким образом, на основании общего анализа можно сделать следующие основные выводы: Перспективным направлением развития будет является развитие производства отрасли бетоносмесителей 1 и 2 группы, необходимо улучшить КПД бетоносмесителей за счет внедрения новейших технологий и использования современных материалов.

Литература:

1. Фигура К.Н. Обоснование конструктивных параметров и режимов работы смесителей с внутренними виброактиваторами: дис. канд. техн. наук. Братск: Братский государственный университет, 2013. 250 с.
2. Бауман В.А., Клушанцев Б.Д., Мартынов В.Д. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций. М.: Машиностроение, 1975. 351 с.
3. Бунин М.В., Богомолов А.А. Анализ влияния конструкции бетоносмесителей на однородность смеси // Конструирование и динамическое исследование узлов механического оборудования предприятий строительных материалов: тр. Моск. инж.строит. ин-та и Белгород. технол. ин-та строит. матер. 1974. Вып. 2. С. 51–60.
4. ГОСТ 10180-90. Бетоны. Методы определения прочности по контрольным образцам. М., 1990.
5. DIN 459. Building material machines – Mixers for concrete and mortar – Part 2: Procedure for the examination of the mixing efficiency of concrete mixers.
6. ISO 18650 Building construction machinery and equipment – Concrete mixers – Part 2: Procedure for examination of mixing efficiency.
7. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение.- М: Наука, 1964.-410с.
8. Фролова Ю.Е., Проектирование перемешивающего органа виброшнековой мешалки : диплом. работа. Санкт-Петербургский гос. политехнический университет, Санкт-Петербург, 2014.

Analysis of the construction of vibrating mixing machines

Oleynik V. S.¹, Figura K. N.^{1a}, Maltsev E. A.¹, Voronovich V. N.¹

¹Bratsk State University, st. Makarenko 40, Bratsk, 665709 Russia

^akonstantinfigura@yandex.ru

Key words: vibrating mixer, vibration, housing, inertial mixer, operating principle of vibrating mixer.

The article presents an analysis of vibrating mixers, their classification according to the principle of action and the method of mixing. Vibration technological processes and machines and equipment used in them are used in construction, production of building materials and in many other industries. Sealing, crushing, separation, piling, dosing and transportation of bulk materials is far from a complete list of technological processes in which it is expedient to use vibration.

With the constructive simplicity of most vibrating machines, their dynamics and the dynamics of the vibrational processes are very complex, which hampers the use of this technique. The design of vibration machines is inextricably linked with the study of physical processes that occur when the working body of the machine interacts with the process medium, the theory of oscillations and dynamics of machines, and the fatigue strength of structural elements.

Обзор конструкций вибрационных смесительных машин

Олейник В. С.¹, Фигура К. Н.^{1а}, Мальцев Э. А.¹, Воронович В. Н.¹

¹Братский государственный Университет, ул. Макаренко 40, г. Братск, 665709 Россия

^аkonstantinfigura@yandex.ru

Ключевые слова: вибросмеситель, вибрация, корпус, инерционный смеситель, принцип действия вибросмесителя.

В статье представляется обзор вибрационных смесителей, их принцип действия и способ смешивания. Научными исследованиями и практикой доказано, что активация бетонной смеси с помощью вибрации дает большой эффект. При этом немаловажно, что вибрационное перемешивание является более качественным практичным средством активации, чем например приготовление бетонных смесей на домолотом цементе, так как при виброперемешивании достигается не только увеличение активности цемента или обеспечение, как при мокром домоле, микрооднородности цементного геля, но и значительно повышается макрооднородность чтобы все предусмотренные компоненты были введены в требуемом количестве и равномерно распределены во всем объеме смеси. Однако главным недостатком вибрационного метода активации является негативное влияние на конструкцию смесителя, а так на окружающую среду и в том числе на человека.

Одним из способов перемешивания жестких бетонных смесей является вибрирование. При вибрировании разрушаются структурные связи смеси, и она становится более текучей. При этом улучшается также использования вяжущих свойств цемента, так как при соударении частиц с них удаляются продукты гидротации и в реакцию вступают новые поверхности. Однако некоторыми исследованиями установлено [1], что применение вибрации для перемешивания смесей, содержащих большое количество воды, существенно не увеличивает прочность бетона, в то время как энергозатраты при виброперемешивании увеличиваются в 1,5 – 2 раза.

Таким образом виброперемешивание экономически выгодно применять для приготовления жестких бетонных смесей с мелкозернистыми заполнителями. Для этих смесей отмечается повышение прочности бетона в раннем возрасте (до 7 дней) на 25 – 30% и конечной прочности на 10 – 15%. Вибрация может передаваться смеси через корпус смесителя, через лопасти или вибровозбудителем размещенным в камере смешивания (рис. 1).

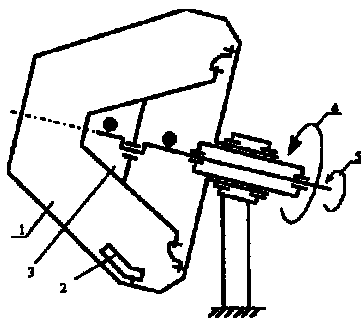


Рис. 1. Схема вибросмесителя с вибровозбудителем, размещенным в камере смешивания.

1 – барабан; 2 – перемешивающий орган; 3 – вибровозбудитель; 4 – привод барабана; 5 – привод вибровозбудителя.

Большое значение имеет правильно выбранный режим вибрирования для каждого состава смеси. Ввиду того, что смесь состоит из зерен разной массы, определенный эффект дает многочастотное вибрирование. Двухчастотный вибросмеситель (рис. 2) представляет собой барабан 3, установленный на раме 1 с помощью пружин 2. В корпусе проходит трубчатый вал 4, на котором укреплены лопасти 6. Внутри полого вала вращается с большой скоростью дебалансный вал 5, возбуждающий колебания, которые через лопасти передаются смеси. Кроме того, на специальном стакане 7, прикрепленном к корпусу болтами, установлен шкив 8 с дебалансом 9, приводимый во вращение от быстроходного вала редуктора привода лопастей. Таким образом, смеси сообщаются двухчастотные колебания.

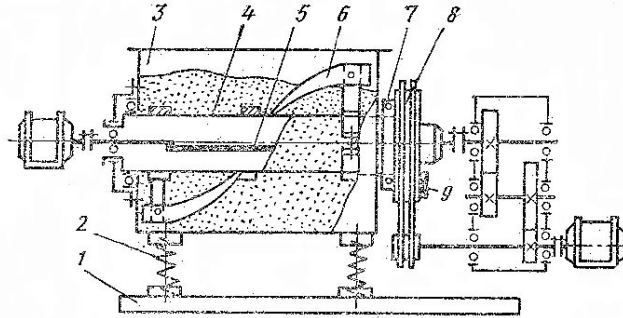


Рис. 2. Схема двухчастотного вибросмесителя.

Виброшнековый вертикальный смеситель (рис. 3) состоит из рамы 1, амортизаторов 5, рабочего органа 2, выполненного в виде трубы с винтовым желобом и установленного верхней и нижней частью на многоходовые винтовые пары 4 с углами подъема 60...80 градусов таким образом, что один ее элемент, например, винт, крепится на рабочем органе, а другой элемент на раме. Винтовое колебательное движение рабочего органа осуществляется с помощью кривошипно – шатунного механизма 7, соединенного с рабочим органом резинометаллическим амортизатором 6. С помощью противовесов производится динамическая балансировка неуравновешенных масс.

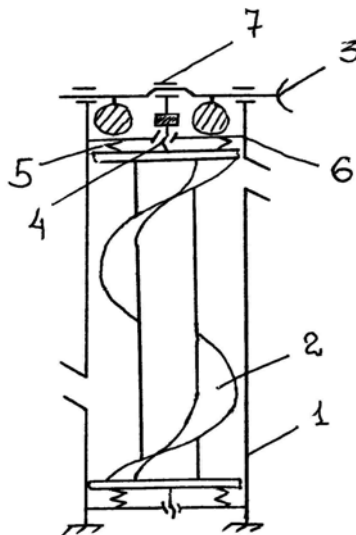


Рис. 3. Виброшнековый вертикальный смеситель.

1 – рама; 2 – рабочий орган; 3 – привод; 4 – винтовая пара; 5 – амортизаторы; 6 – резинометаллические амортизаторы; 7 – кривошипно-шатунный механизм

Процесс смешивания в таком смесителе и транспортирование материала осуществляется следующим образом, при повороте несущего приводного вала, шатун перемещаясь, например, вверх, передает тяговое усилие рабочему органу через

резинометаллический амортизатор. Так как рабочий орган в верхней и нижней части скреплен винтами, установленными в неподвижных гайках, то перемещение его за шатуном возможно только при одновременном вращении вала вокруг продольной оси. Следовательно, при быстром вращении вала рабочий орган будет совершать винтовое колебательное движение, в результате которого направление суммарной возбуждающей силы создает условие для смешивания и транспортирования материала вверх по наклонной плоскости. Такая конструкция позволяет получить высококачественную смесь.

На рисунке 4 показан вибросмеситель. Вибросмеситель работает следующим образом, на неподвижной оси 4 вращающегося барабана с лопатками 3 монтируется небольшой вибрирующий механизм 1, с приваренными к нему четырьмя лопастями 2.

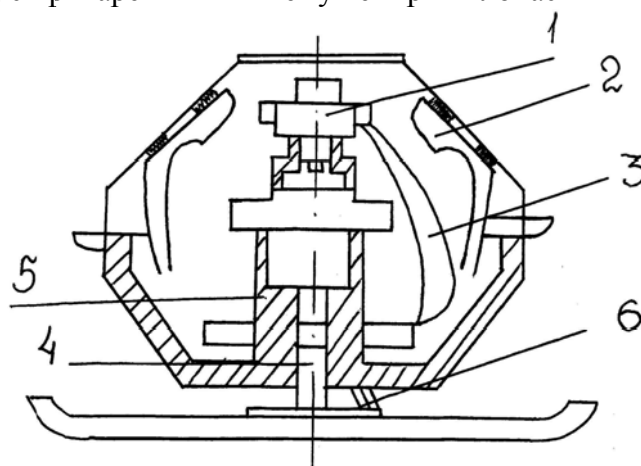


Рис. 4. Вибросмеситель.

1 – вибрирующий механизм; 2 – лопасти; 3 – лопатки; 4 – неподвижная ось; 5 – кольца; 6 – щетки

Вибрирующий механизм соединяется с осью при помощи упругого шарнира, обеспечивающего возможность колебаний и предохраняющего от поворота при вращении барабана вибросмесителя. Вибромеханизм представляет собой электромотор с эксцентриком на оси ротора в верхней части. Лопасти 2 механизма, кроме перемешивания в нижней части барабана, переводят, в следствии вибрации их, смесь в жидкое состояние, и этим облегчают перемешивание. Благодаря использованию вибросмесителей этого типа получается равномерное перемешивание смеси и уменьшается срок перемешивания. На рисунке 5 представлен гравитационный бетоносмеситель непрерывного действия.

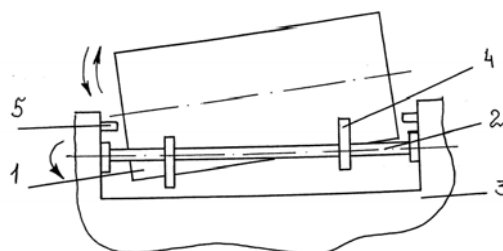


Рис. 5. Гравитационный бетоносмеситель непрерывного действия.

1 – цилиндрическая емкость; 2 – валы опорные; 3 – привод; 4 – диски эксцентричные; 5 – подшипниковая обойма

Бетоносмеситель работает следующим образом: при включении привода 3 начинают вращаться опорные валы 2 и вместе с ними диски 4, под воздействием которых емкость 1 совершает как вращательное движение с переменной скоростью вокруг своей продольной оси (за счет эксцентрично закрепленных дисков), так и колебательное движение

относительно ее поперечной оси (за счет противоположно направленных эксцентриситетов смежных дисков и взаимно перпендикулярных направлений эксцентриситетов противоположных дисков). Диски 4, фрикционно связаны с емкостью 1, являются приводными. Диски, выполненные с подшипниковыми обоймами, служат для получения колебательного движения, а также устранения пробуксовывания одного из смежных дисков на каждом валу. В зависимости от положения эксцентриситетов приводных дисков 4, подшипниковая обойма 5 диска будет получать через емкость 1 положительное или отрицательное ускорение по отношению к самому диску. Таким образом, при работе смесителя на материал воздействуют чередующиеся положительные и отрицательные ускорения в результате переменной скорости вращения емкости и одновременно отрицательные ускорения в результате колебательных движений, что интенсифицирует процесс перемешивания. Данная конструкция позволяет повысить надежность смесителя в целом [2].

В Братском государственном университете на кафедре «подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин и оборудования» исследовались и разрабатываются вибрационные смесители различных типов, например: Роторный смеситель с тарельчато-пружинным вибровозбудителем патент № 2413572 рисунок 6. Смеситель содержит камеру 1 смешивания, ротор 2, выполненный с лопатками 3, 4. Ротор 2 имеет привод 5 вращения. В центре камеры 1 смешивания установлен вибратор 6 с механическим возбуждением колебаний от кривошипно-шатунного механизма 7. Вибратор 6 представляет собой ось 16 с посаженными на нее с зазором и в следующем порядке элементами: тарельчатая пружина 9, упорная шайба большего диаметра (шайба 1) 10, резиновый амортизатор 11, шайба 1 10, тарельчатая пружина 9, упорная шайба меньшего диаметра (шайба 2) 12, резиновый амортизатор 11, шайба 2 12. Кривошипно-шатунный механизм 7 имеет возможность оказывать деформирующее воздействие на вибратор 6 посредством крышки 8. Крышка 8 прикреплена к кривошипно-шатунному механизму 7 болтовым соединением 13. В смесителе имеются также окна 14 и 15 загрузки и выгрузки материалов соответственно.

Роторный смеситель с тарельчато-пружинным вибровозбудителем работает следующим образом: привод 5 вращает ротор 2 и лопасти 3, 4, тем самым, перемешивая приготавливаемую смесь. Кривошипно-шатунный механизм 7 оказывает деформирующее воздействие на тарельчатые пружины 9, шайбы 10, 12, резиновые амортизаторы 11, посредством крышки 8, прикрепленной к нему болтовым соединением 13, тем самым, заставляя их совершать колебательные движения в возвратно-поступательном направлении, возбуждая колебания частиц смеси в горизонтальном направлении. В целом конструкция смесителя позволяет интенсифицировать процесс смешивания при одновременном снижении потерь энергии на вращение ротора 2, вследствие снижения сил сопротивления перемещению лопастей 3 и 4, повышении подвижности и турбулизации смеси во всем объеме камеры смесителя 1.

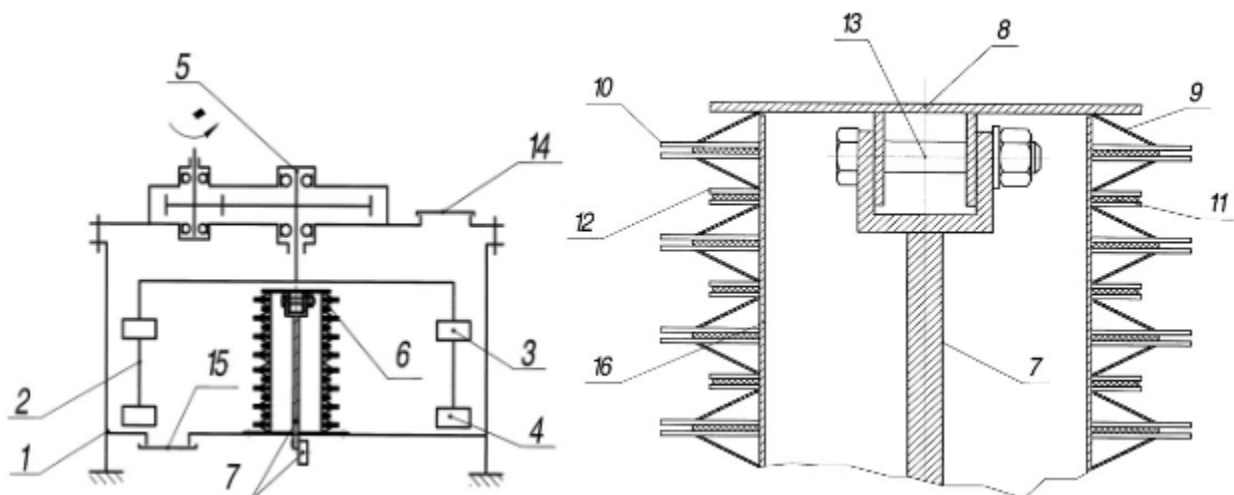


Рис.6. Роторный смеситель с тарельчато-пружинным вибровозбудителем.

Сравнение прочности бетонных образцов, приготовленных в вибрационных смесителях двух типов – с сильфонным и наборным виброактиваторами, показывает, что образцы, изготовленные в смесителе с наборным активатором в среднем на 12% прочнее, чем образцы, изготовленные в смесителе с сильфонным виброактиватором. Опытным путем были выявлены следующие недостатки конструкции роторного смесителя с тарельчато-пружинным вибровозбудителем: из-за более жесткой конструкции вибратора, отсутствие вибрации в нижней части установки, неэффективная конструкция вибратора, приводящая к низкой производительности, а также высокий процент износа резиновых амортизаторов [3].

Так же перспективным направлением развития являются смесители у которых вибратор имеет гофрированную оболочку, изменение формы вибратора позволяет уменьшить объем «глухих» зон. Примером может послужить вибрационный смеситель патент № 2626643, Рисунок 7.

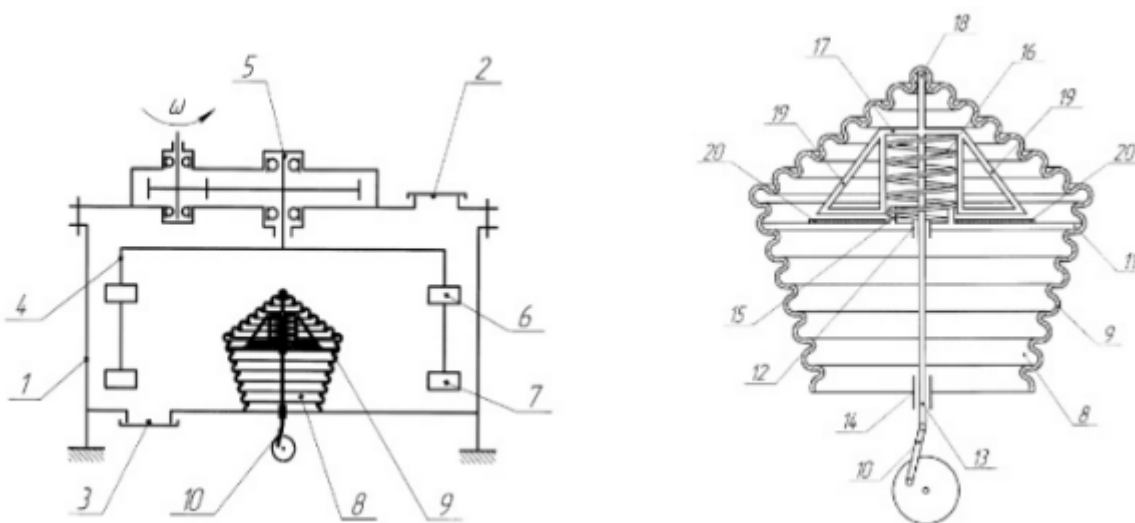


Рис.7. Вибрационный смеситель.

Вибрационный смеситель содержит камеру 1 смешивания с окнами загрузки 2 и выгрузки 3 материалов соответственно, ротор 4 с приводом 5 вращения, выполненный с лопастями 6, 7, вибратор 8, выполненный с гофрированным корпусом 9 и жестко закрепленный в середине камеры смешивания, с приводом возбуждения колебаний от кривошипно-шатунного механизма 10. Внутри корпуса 9 вибратора 8 по центру в горизонтальной плоскости жестко закреплен диск 11 с направляющей стойкой 12, функцией которой является создание устойчивого направленного поступательного движения штока 13 от поступательной пары, образованной направляющей стойкой 14 днища камеры 1 смешивания и штоком 13 кривошипно-шатунного механизма 10, и цилиндрическим выступом 15, выполненным с возможностью вставки и закрепления по внутреннему диаметру пружины 16, установленной с функцией свободного сжатия/разжатия в стакане 17, к центру верхней внутренней части которого жестко закреплен шток 13, а к центру верхней внешней части - толкатель 18, жестко закрепленный другим концом к внутренней верхней части гофрированного корпуса 9 и выполненный с функцией возбуждения колебаний верхней части корпуса 9 вибратора 8. При этом по внешней цилиндрической части стакана 17 симметрично закреплены четыре выступа 19, функцией которых является передача возвратно-поступательного движения на диск 11, выполненный с возможностью однородного распределения вибрационного поля от верхней к нижней части корпуса 9 посредством создания однородных амплитудных значений перемещений каждой точки внешней образующей гофр корпуса 9 в момент сжатия пружины 16 до упора в резиновые прокладки 20, выполненные с функцией смягчения соударения выступов 19 с диском 11. Причем корпус 9 вибратора 8 выполнен в виде металлической гофрированной оболочки, представляющей собой гофрированное тонкостенное тело вращения, образующее в сечении

вертикальной плоскости по точкам вершин гофр усеченный правильный пятиугольник, и выполненной с возможностью создания вибрационного поля, соответствующего по форме гофрированному контуру данного тела вращения, с разнонаправленными колебаниями.

Недостаткам данного устройства можно отнести неэффективную вибрационную проработку смеси или ее полное отсутствие в верхних угловых («глухих») зонах камеры смешивания вследствие выполнения геометрии сильфонов строго цилиндрической формы, а так же неоднородные амплитудные значения перемещений, убывающих от места силового воздействия к месту закрепления сильфона, на каждом отдельно взятом участке сильфона, вследствие чего колебания от места силового воздействия к месту закрепления сильфона будут иметь затухающий характер, что приводит к снижению эффективности вибрационных воздействий на смесь в нижней части камеры смешивания. Основным недостатком у данных смесителей является отсутствие обеспечения необходимой виброзащиты элементов конструкции смесителей вследствие использования вибраторов эксцентрикового типа[4].

Таким образом, на основании обзора вибрационных смесителей можно прийти к выводу, что каждый из смесителей обладает своими достоинствами и недостатками. Сейчас наблюдается тенденция развития вибрационных смесителей с гофрированной оболочкой вибратора. На данном этапе необходимо внедрять новые способы виброактивации, чтобы снизить негативное воздействие на узлы и агрегаты смесительной установки так и на оператора. Необходимо повысить производительность вибрационных смесителей за счет внедрения новых технологий и использования современных материалов.

Литература:

1. Вибрация в технике. Справочник в 6 томах. Том 4.-М: Машиностроение, 1981.-510с.
2. Фролова Ю.Е., Проектирование перемешивающего органа виброшnekовой мешалки : диплом. работа. Санкт-Петербургский гос. политехнический университет, Санкт-Петербург, 2014.
3. Роторный смеситель с тарельчато-пружинным вибровозбудителем: пат. 2413572 Российская Федерация/ Ефремов И.М., Фигура К.Н. № 2009119931/05, заявл. 26.05.2009, опубл.10.12.2010, Бюл. № 7.
4. Вибрационный смеситель: пат. 2626643 Российская Федерация/ Ефремов И.М., Попов Е.В., Федоров В.С., Белова Т.В., Лобанова А.Н., Фигура К.Н., Белов В.В., Лобанов Д.В. заявл. 03.04.13, опубл. 27.09.14, Бюл № 32.

Overview of the construction of vibration mixing machines

Oleynik V. S.¹, Figura K. N.^{1a}, Maltsev E. A.¹, Voronovich V. N.¹

¹Bratsk State University, st. Makarenko 40, Bratsk, 665709 Russia

^akonstantinfigura@yandex.ru

Key words: vibrating mixer, vibration, housing, inertial mixer, operating principle of vibrating mixer.

The article presents an overview of vibrating mixers, their operation principle and mixing method. Scientific studies and practice have shown that activation of a concrete mix with vibration gives a great effect. It is important that vibration mixing is a better practical means of activation than, for example, the preparation of concrete mixtures on a low-grade cement, since when vibromixing is achieved not only an increase in the activity of cement or the provision, as in wet houses, of the microhomogeneity of the cement gel, but also significantly increases the macrohomogeneity that all the provided components are introduced in the required amount and evenly distributed throughout the mixture. However, the main disadvantage of the vibrational activation method is the negative effect on the mixer design, as well as on the environment and including on humans.

Неисправности и диагностика гидроцилиндров

Н.Ю. Слонкин¹, С.М. Давтян¹, И. А. Симахина¹,
В.В. Жмуров^{1а}, Д.В. Голованенко¹, Т.С. Федченков¹

¹Братский Государственный Университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^аvladimir_zhmyrov@mail.ru

Ключевые слова: гидроцилиндр, неисправности гидроцилиндров, классификация гидроцилиндров, ремонт гидроцилиндров, методы устранения, уплотнители гидроцилиндра

В статье описывается актуальность неисправности гидроцилиндров, причины и способы их устранения в гидравлических системах, так как гидроцилиндры широко применяют во всех отраслях техники. Рассматривается профилактика и диагностика гидроцилиндров, так же методы устранения неисправностей гидроцилиндров.

Введение. Гидравлический цилиндр — объёмный гидродвигатель возвратно-поступательного движения. Принцип действия гидроцилиндров во многом схож с принципом действия пневмоцилиндров.

В качестве исполнительных механизмов (гидродвигателей) применяются силовые цилиндры, служащие для осуществления возвратно-поступательных прямолинейных и поворотных перемещений исполнительных механизмов. Гидроцилиндры подразделяются на поршневые, плунжерные мембранные и сильфонные.

Гидроцилиндры широко применяют во всех отраслях техники, где используют объёмный гидропривод. Например, в строительно-дорожных, землеройных, подъёмно-транспортных машинах, в авиации и космонавтике, а также в технологическом оборудовании — металлорежущих станках, кузнечно-прессовых машинах.

Теория. Основные неисправности гидроцилиндров:

На сегодняшний день в промышленности утечки масла через уплотнения гидроцилиндров более не считаются приемлемыми. На штоке поршня больше не должны появляться кольца масла.

В борьбе с утечками масла может помочь понимание происхождения этого явления. Большинство утечек сквозь уплотнения происходят вследствие следующих причин:

1. Повреждения штока поршня или подшипников штока
2. Загрязнение гидравлической жидкости
3. Превышение допустимых пределов температур
4. Воздействие химических веществ
5. Высокое давление
6. Низкое давление

Методы устранения гидроцилиндров представлены в ниже приведенной таблице.

Неисправности гидроцилиндров, причины и методы устранения неисправностей

Симптомы неисправностей гидроцилиндров	Возможные причины возникновения неисправностей гидроцилиндров	Методы устранения неисправностей гидроцилиндров
Поршневой шток забит	Загрязнение масла. Загрязнение металлических частей подшипника. Выход из строя металлических частей подшипников	Промывка всей гидравлической системы. Замена всех фильтров. Проверьте металлических частей подшипника
Диаметр цилиндра заби	Загрязнение масла. Выход из строя поршня подшипников	Промывка всей гидравлической системы. Замена всех фильтров. Проверить головку поршня подшипника.
Изогнутый стержень поршня	Возможная перегрузка. Внешнее воздействие. Использование поршневого штока вне параметров нагрузки	Проверить рабочие параметры. Использование по назначению. Увеличение стержня согласно спецификации.
Повреждение мест соединения	При ударных нагрузках. Некачественные сварные швы	Проверка рабочих параметров использования. Полная разборка и правильная сборка
Повреждение кольца подшипника	Ударная нагрузка. Использование подшипника вне параметров нагрузки. Перегрузка цилиндра	Проверка параметров операции. Увеличения размера направляющей согласно спецификации. Увеличить размер штока
Стержень изношен на одной стороне	Отсутствие опоры. Слишком большие боковые нагрузки. Стержень слишком мал	Увеличить площадь опоры. Операции по изменению. Увеличить размер тяги. Монтировать внешние направляющие
Вздутие металлического корпуса	Резкое увеличение внутреннего давления. Износ резьбы. Деформация цилиндрической трубки	Проверка гидравлического клапана. Проверить состояние резьбы. Проверить трубку и износ резьбы
Утечка масла через металлические части	Неплотное прилегание уплотнительного кольца. Трещины в металле	Проверка зазоров. Установка резервного уплотнительного кольца. Испытание металлических частей на прочность
Поршневой шток покрыт точками коррозии	Коррозия металла штока	Замена стержня согласно спецификации. Защита штока от попадания атмосферной влаги
Внутренняя коррозия	Вода в масле	Заменить масло. Защитить от попадания воды

Регулярные утечки через уплотнитель	Неверно установлены уплотнения. Коррозия канавок уплотнителя. Попадание воздуха в масло Неправильные зазоры металлоконструкций. Загрязнение масла. Уплотнения установлены неправильно.	Проверьте уплотнение совместимости с условиями. Проверить все уплотнения и выемки согласно маркировке на предмет коррозии. Убедитесь, что цилиндр правильно заполнен. Проверьте масло на наличие загрязнений. Проверить состояние всех рабочих поверхностей
Перегрев цилиндра	Внутренние утечки	Тест для внутреннее давление в обход. Снимите цилиндр и осмотрите головку поршня и внутренний диаметр трубки. Удалить поршень и проверьте внутреннее уплотнение
Удар в конце хода стержня	Внутренний износ подшипника. Неправильное выравнивание поршня	Снимите и осмотрите прокладки, головку поршня и подшипники.
Поршневой шток не убирается	Внутренняя блокировка масляных каналов	Снимите и осмотрите головку поршня и трубки. Проверить каналы и трубопроводы на предмет закупорки. Проверка срабатывания клапана
Потеря мощности	Внутренние утечки. Отказ гидравлического насоса. Неправильная настройка клапана	Снять и осмотреть головку поршня и трубки. Проверить насос и клапаны
Скольжение или дрожание стержня	Отсутствие смазки металлических частей подшипников и уплотнений	Удаление шероховатостей с поверхностей стержня или трубки. Отсутствие гидравлического давления. Вакуумирование или удаление пузырьков воздуха.

Заключение. Чтобы гарантировать работоспособность и длительный срок службы уплотнителей мастера удостоверяются прежде всего, чтобы процесс установки соответствовал технологическим требованиям производителей гидроцилиндров. Например:

- соответствующий материал уплотнителя штока поршня подобран для строго определенного применения
- важен тщательный выбор деталей гидроцилиндра
- поверхность контакта уплотнителя поршня должна быть абсолютно чистой и гладко отполирована
- Зазор между уплотнителем поршня и поверхностью уплотнения должен быть настолько мал, чтобы препятствовать тому, чтобы через уплотнитель проникли жидкость или воздух
- в уплотнении штока поршня гидроцилиндра необходимо удалить все нежелательные примеси, которые являются основным источником загрязнения масла в системе гидроцилиндра

- во время установки частей и полной сборки гидроцилиндра необходимо иметь гарантии, что уплотнители не имеют угла наклона из-за качества штока поршня, чтобы предотвратить преждевременный выход из строя гидроцилиндра

- для более длительного срока службы уплотнителя поршня гидроцилиндра необходимо выполнять очистку уплотнителей и очищать их от внешних загрязнений так часто, как это разумно и возможно

Литература:

1. Кобзов Д.Ю. Диагностирование гидроцилиндров рабочего оборудования одноковшовых строительных экскаваторов: Дисс. канд. техн. наук. - Л., 1987. - 325 с.

2. Кобзов Д.Ю., Усова С.В. Экспресс-диагностика несущей способности гидроцилиндров машин//Современные технологии. Системный анализ. Моделирование/Научный журнал ИрГУПС, Иркутск. - №3 (23). – 2009. – С. 174-179.

3. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Трофимов А.А. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 2. Условия эксплуатации, рабочий процесс, режим работы и параметры нагружения. Деп. БрГТУ в ВИНТИ 01.12.1999, № 3552-В1999, Братск.-108 с.

Malfunctions and diagnostics of hydraulic cylinders

N.Yu. Slonkin, S.M. Davtyan, IA Simakhina,
V.V. Zhmurov, D.V. Golovanenko, T.S. Fedchenkov

Bratsk State University, st. Makarenko 40, Bratsk, Russia

Keywords: hydraulic cylinder, hydraulic cylinder failure, hydraulic cylinders classification, hydraulic cylinder repair, elimination methods, hydraulic cylinder sealants.

The article describes the urgency of the failure of hydraulic cylinders, the causes and methods of their elimination in hydraulic systems, since hydraulic cylinders are widely used in all branches of engineering. We consider the prevention and diagnostics of hydraulic cylinders, as well as methods for eliminating faults in hydraulic cylinders.

УДК 621.9

The characteristics of the cutting tool wear under machining of polymeric composite materials

Rychkov, D.A.^a, Afanasenko P.V.^b, Kirichenko O.P.

Bratsk State University, 40, Makarenko St., Irkutsk region, Bratsk, 665709, Russia

^a dielektrik84@mail.ru, ^b pavelafanasenko@yandex.ru

Keywords: composite materials, cutting tools, wear criterion

The article presents the characteristics of polymer composites processing, in particular, the wear process of the cutting tools. It is revealed that the composite materials are difficult for machine cutting, requires to apply the high-strength tool material and selection of optimal cutting mode. The important task is to reduce the cutting tool wear speed. To solve, the experiment with the variation of the cutting mode, and the results showed that the tool wears faster at under the high cutting speed, and cutting depth. With increasing cutting speed, the intensity of the growth of the chamfer of wear increases significantly, therefore, when setting the cutting conditions, one should be guided by a rational combination of the operability of the cutting tool, the quality of the machined surface and the processing capacity. These studies have also allowed to establish that the uneven wear process is uneven throughout the length of the cutting edge due to the layer structure of the composite.

Introduction. The process structural materials cutting is required to for getting designed shape and dimensions according to the documentation. One of the widespread of shaping technologies is milling allowing to obtain surfaces of various shapes: low surface roughness and high precision. The structural materials used for part shaping by milling, the composite materials on polymer base are promising. The includes technology of their production is the shaping of work piece by pressing, extrusion, pultrusion, filament winding and other, methods with subsequent mechanical processing [1 – 4]. There are difficulties, mainly connected with the receiving the processed quality composite surface and intensive wearing of cutting tools [5 – 11].

To solve these problems rational modes of cutting mode, the high strength tool materials are chosen, and the progressive designs of cutting tools and advanced processing scheme are applied [12 – 16].

An important role in designing of the technological composites processing is to determination the wear criterion of the cutting tool and its optimal dimension. While processing the studied materials the back surface wear of the cutting tool, is tested taking into account dimension the high elasticity of the polymers [7]. The choice criterion depends on the required quality the surface of the manufactured products and the cutting modes (e.g. the availability of vibrations, high temperatures in the cutting area, cutting strength, etc.).

Methodology of the study. To determine the intensity of wear of the re-binder tool made of polymer composites under processing the laboratory tests on glass fiber based composite milling were carried out.

As for laboratory tests the milling cutter, was selected allowing to process the flat surface of the work piece made of a glass fiber based composite sheet of 10 mm thickness. The cutting part of the unit is made of solid alloy VK6OM grade with rake angle $\gamma = 25^\circ$ and clearance angle $\alpha = 10^\circ$ (Fig. 1, a).

The selection of carbide grade is based on the known cutting level data of composite materials have allowed to set that the cutting part, in this case, must to have a high level strength

and hardness [9, 11, 13]. The geometric parameters are selected on the base of the previous studies of composite polymeric materials machining [7, 13].

It should be noted that the configuration of such a cutting tool having the point angle of the blade $\beta = 55^\circ$ is associated with certain difficulties to obtain low roughness on the front and back surfaces and minimize the defects on the main cutting edge. To improve the sharpening quality, the electro-diamond grinding method has been used allowing to machine the high-strength materials with high coefficient [16 – 22].

Processing of fiberglass was carried out changing the cutting mode: depth of cut $t = 0.5 \dots 1.0$ mm, feed per tooth $S_z = 0.1 \dots 0.2$ mm/tooth and cutting speed $V = 19.2 \dots$ of 51.5 m/s.

The model of the chip formation while polymeric composites milling. Under the fiberglass of cutting there are separated the chips in the form of fine particles, which scatter relatively far from the cutting area. To escape these phenomena, system the fiberglass cutting stand was retrofitted with a local exhaust-ventilation and the protective respiratory masks were used.

The expected model of the chip formation during the glass fiber milling (Fig. 1, b) is based on the hypothesis of the formation of several zones: the deformation zone of the processed material, where the compression and layer shifting under the cutting forces; are observed crushing zones of the processed material, where the destruction of the layers as a result of their interaction with the front surface of the cutting edge; the fine particles formation zone, where the material continues to frail converting into dust.

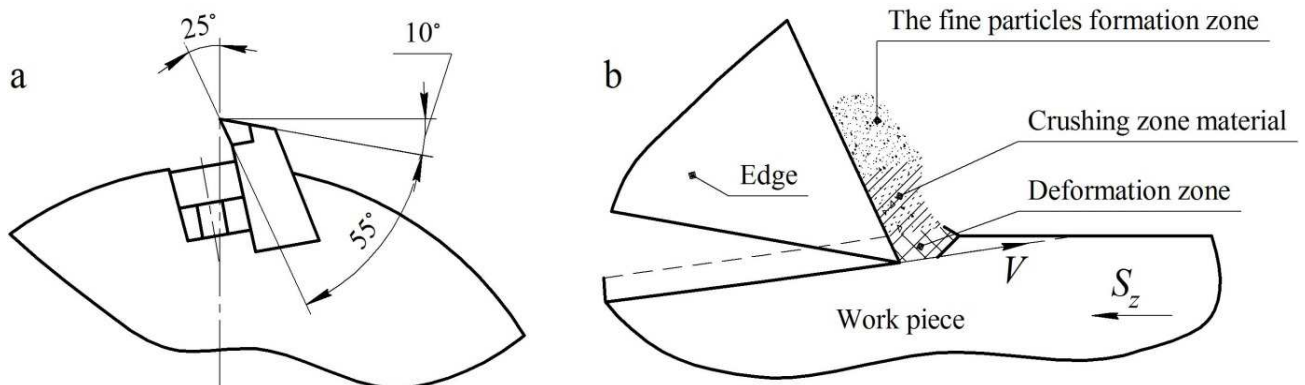


Fig. 1. (a) the parameters of the cutting tool (b) the expected model of the chip formation.

Results and discussion. The wear nature of the cutting tool during the processing of glass textolite can be estimated on the wear curves obtained while the laboratory testing (Fig. 2, a). Wear-resistance estimation of the cutting tool was carried out applying the criterion of the edge wear coefficient of the rear surface $h_w = 0.3$ mm. This parameter is decisive for the processing of composite polymer based. The increase in the amount of wear leads to an unsatisfactory quality of the surface, an increase in temperature in the cutting zone, the appearance of burns on the surface and significant vibration of the equipment.

According to the results of the study, when milling the glass-textolite, there is a sharp increase in the chamfer of the wear from the near-zero value to a certain value, different under different conditions. At a high cutting speed ($V = 51.5$ m / s), this period of cutting-in of the cutting tool occurs at $h_w = 0.22$ mm and $\tau = 5$ min (Fig. 2, a). At a low cutting speed ($V = 19.2$ m / s), the running-in period is about 8 minutes with a chamfer on the rear surface $h_w = 0.1$ mm.

The change in the cutting speed has a significant effect on the period of durability of the cutting tool. Under the cutting speed decreasing, the period of durability tends to increase sharply. This study shows that the resistance of the cutting tool increases from 50 to 2460 minutes under speed decreasing from 51.5 to 19.2 m / s and has a degree dependence (Fig. 2, b).

The milling process of glass-textolite at a high cutting speed, results in active adherence of the processed material to the back surface of the cutting tool (Fig. 3). At the same time, the adherence of the composite is located unevenly, in the places where the reinforcing component is laid.

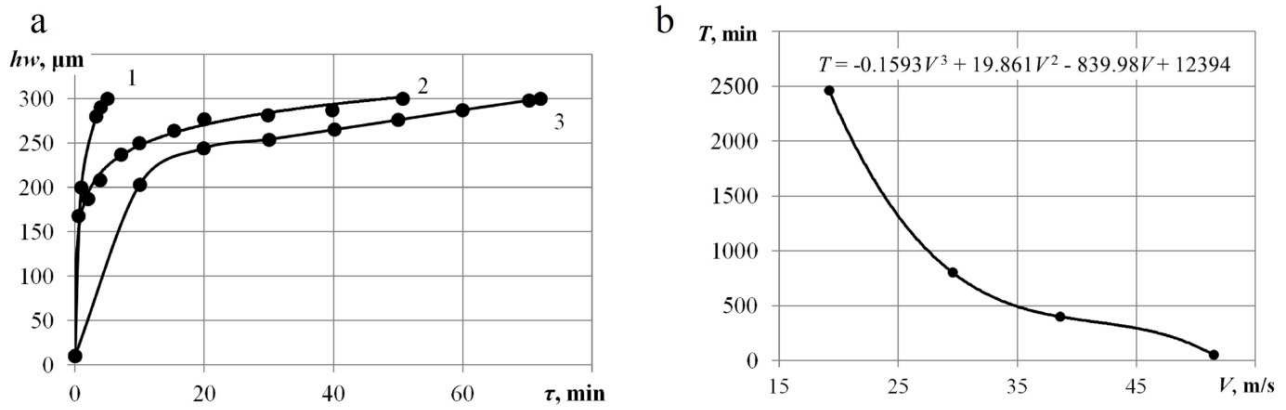


Fig. 2. (a) the curves of the milling cutter wear depending on the processing time (b) dependence of the period resistance wear of the cutting tool on the cutting speed:
 1 - $V = 51.5$ m / s; $S_z = 0.1$ mm / tooth; $t = 1.0$ mm;
 2 - $V = 51.5$ m / s; $S_z = 0.1$ mm / tooth; $t = 0.5$ mm;
 3 - $V = 51.5$ m / s; $S_z = 0.2$ mm / tooth; $t = 0.5$ mm.

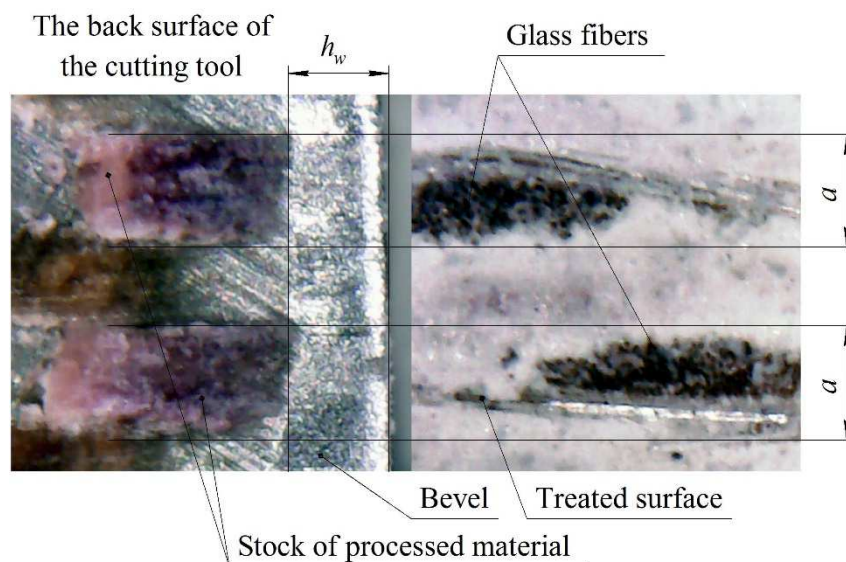


Fig. 3. Formation of a build-up on the back surface of the cutting tool.

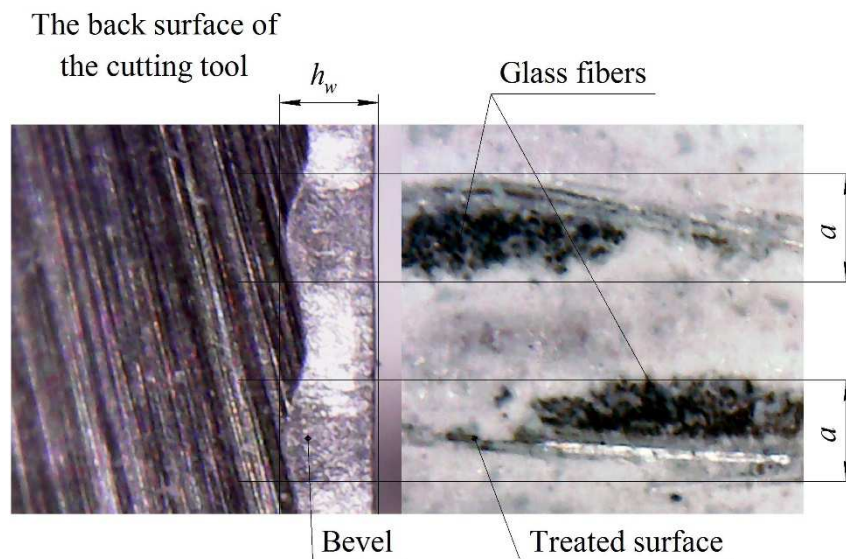


Fig. 4. Bevel wear on the back surface of the cutting tool.

The intensive wear of the cutting tool is caused by the abrasive action on the cutting edge of the reinforcing component of the composite material – fiberglass. The influence of the high-strength glass fibers on the wear process of the cutting tool is evaluated by analyzing the micrographs of the processed surface and the beveling of the wear (Fig. 4). On the processed surface of the composite material, there are observed the glass fiber layers of a thickness and the polymer re-binder between them. As the composites have laminate structure, the cutting tool wear is uneven.

Conclusions. When milling composite polymeric materials, of the cutting tool wear along the back surface is characteristic with the formation of a beveling. With increasing cutting speed, the intensity of the growth of the chamfer of wear increases significantly, therefore, when setting the cutting conditions, one should be guided by a rational combination of the operability of the cutting tool, the quality of the machined surface and the processing capacity.

References:

1. Grigoriev SN, Krasnovskii AN, Kvachev KV (2014) Investigation of impregnation fibrous materials in pultrusion process of polymer composite materials. *International Polymer Science and Technology* 7: 59–62.
2. Gallant FM, Bruck HA, Prickett SE, Cesarec M (2006) Graded polymer composites using twin-screw extrusion: a combinatorial approach to developing new energetic materials. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*. 6: 957–969. doi: 10.1016/j.compositesa.2005.03.025.
3. Dhand V, Mittal G, Rhee KY, Park S-J, Hui D (2015) A short review on basalt fiber reinforced polymer composites. *Composites Part B: Engineering* 73: 166–180. doi: 10.1016/j.compositesb.2014.12.011.
4. Gorokhovskiy AV, Escalante-Garcia JI, Gashnikova GYu, Nikulina LP, Artemenko SE (2005) Composite materials based on wastes of flat glass processing. *Waste Management* 7: 733–736. doi: 10.1016/j.wasman.2004.11.007.
5. Matis IG (1991) Methods and means of inspecting the quality of composite materials. *Russian Journal of Nondestructive Testing* 4: 277–285.
6. Bakulin VN, Larin AA, Reznichenko VI (2015) Improving the quality of manufacture of polymer-composite products using computed tomography as a nondestructive-testing method. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics* 2: 556–560.
7. Yanyushkin AS, Rychkov DA, Lobanov DV (2014) Surface quality of the fiberglass composite material after milling. *Applied mechanics and materials* 682: 183–187. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.682.183.
8. Bokhoeva LA, Rogov VE, Chermoshentseva AS, Lobanov DV (2016) Stability and process of destruction of compressed plate of layered composite materials with defects. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 142: 012077. doi:10.1088/1757-899X/142/1/012077.
9. Lemma E, Chen L, Siores E, Wang J (2002) Study of cutting fiber-reinforced composites by using abrasive water-jet with cutting head oscillation. *Composite Structures* 1-4: 297–303. doi: 10.1016/S0263-8223(02)00097-1.
10. Zaykin YA, Koztaeva UP (2000) Radiation-induced processes and internal friction in polymer-based composite materials. *Radiation Physics and Chemistry* 4: 387–395. doi: 10.1016/S0969-806X(99)00517-4.
11. Rychkov DA, Yanyushkin AS (2016) The methodology of calculation of forces when machining composite materials. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 142: 012088. doi:10.1088/1757-899X/142/1/012088.
12. Fomin VN, Malyukova EB, Berlin AA (2004) Criteria for optimization of processing and fabrication of polymer composite materials. *Doklady Chemistry* 4-6: 39–41. doi: 10.1023/B:DOCH.0000017274.33223.c8.
13. Yanyushkin AS, Rychkov DA, Lobanov DV (2016) Rationalization of polymer composite materials processing by improving production efficiency. *Procedia Engineering* 150: 942–947. doi: 10.1016/j.proeng.2016.07.067.
14. Bailleul JL, Sobotka V, Delaunay D, Jarny Y (2003) Inverse algorithm for optimal processing of composite materials. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing* 8: 695–708. doi: 10.1016/S1359-835X(03)00141-6.

15. Lobanov DV, Yanyushkin AS, Rychkov DA, Petrov NP (2011) Optimal organization of tools for machining composites. Russian Engineering Research 2: 156–157. doi: 10.3103/S1068798X11020146.
16. Yanyushkin AS, Rychkov DA (2017) The process of composite materials machining cutting tools profiling. Procedia engineering 206: 944–949. doi: 10.1016/j.proeng.2017.10.576.
17. Popov V, Rychkov D, Arkhipov P (2017) Defects in diamonds as the basic adhesion grinding. MATEC Web of Conferences 129: 01003. doi: 10.1051/mateconf/201712901003.
18. Popov V, Arkhipov P, Rychkov D (2017) Adhesive wear mechanism under combined electric diamond grinding. MATEC Web of Conferences 129: 01002. doi: 10.1051/mateconf/201712901002.
19. Lobanov DV, Arkhipov PV, Yanyushkin AS, Skeebe VYu (2017) Physical-chemical processes of diamond grinding. IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 87: 082029. doi: 10.1088/1755-1315/87/8/082029.
20. Lobanov DV, Arkhipov PV, Yanyushkin AS, Skeebe VYu (2017) The research into the effect of conditions of combined electric powered diamond processing on cutting power. Key engineering materials 736: 81–85. doi: 10.4028/www.scientific.net/kem.736.81.
21. Yanyushkin AS, Lobanov DV, Arkhipov PV (2015) Research of influence of electric conditions of the combined electro-diamond machining on quality of grinding of hard alloys. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 6: 012051. doi: 10.1088/1757-899X/91/1/012051.
22. Lobanov DV, Arkhipov PV, Yanyushkin AS, Skeebe VYu (2016) Research of influence electric conditions combined electro-diamond processing by on specific consumption of wheel. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 142: 012081. doi: 10.1088/1757-899X/142/1/012081.

Специфика изнашивания режущего инструмента при обработке полимерных композиционных материалов

Рычков Д.А.^а, Афанасенко П.В.^б, Кириченко О.П.

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^а dielektrik84@mail.ru, ^б pavelafanasenko@yandex.ru

Ключевые слова: композиционные материалы, режущий инструмент, критерий износа

В статье отражены особенности обработки полимерных композитов, в частности процесс износа режущего инструмента. Выявлено, что композиционные материалы тяжело поддаются обработке резанием, требуют применения высокопрочных инструментальных материалов и подбора оптимальных режимов резания. Важной задачей является снижение интенсивности изнашивания режущего инструмента. Для ее решения поставлен эксперимент с варьированием режимов резания, результаты которого показывают, что инструмент изнашивается быстрее при высокой скорости резания, подаче и глубине. Эти исследования также позволили установить, что процесс изнашивания происходит неравномерно на всей длине режущей кромки из-за слоистой структуры композита.

УДК 621.923

Стабилизация волнистости при врезном шлифовании с использованием циклов управления на основе динамических моделей процесса

Богуцкий В.Б.^а, Новоселов Ю.К.^б, Шрон Л.Б.^с

Севастопольский государственный университет, Университетская 33, Севастополь, Россия
^аbogutskivb@yandex.ru, ^бsev.novoseloff@yandex.ru, ^сshronlb@mail.ru

Ключевые слова: абразивная обработка, оптимизация, врезное шлифование, глубина микрорезания, волнистость деталей.

В статье решается задача динамического моделирования образования волнистости при врезном шлифовании. Показано, что при оптимизации цикла шлифования необходимо найти алгоритм изменения управляющих параметров, переводящих деталь из начального положения в конечное по такой траектории, для которой критерий оптимальности имеет экстремальное значение при условии выполнения всех ограничений. Для решения этой задачи построена динамическая модель процесса врезного шлифования с регулируемой величиной радиальной составляющей силы резания и определены лимитирующие параметры. Отмечается, что при шлифовании без предварительного натяга на этапе врезания в начальный момент времени почти вся вертикальная подача идет на приращение упругих деформаций технологической системы. Предложенная модель позволяет рассчитывать, с учетом динамики процесса, циклы управления операцией шлифования для обеспечения заданных параметров качества при обработке на станках с ЧПУ.

Задача оптимизации режима при врезном шлифовании с учетом динамики процесса обработки может быть сформулирована следующим образом – Состояние детали в каждый момент времени характеризуется двумя фазовыми координатами: величиной съема материала $z_c(\tau)$ и величиной погрешности формы или положения обрабатываемой поверхности $\delta(\tau)$.

Конечное фазовое состояние детали – точка A с координатами $z_c(\tau_p)$ и $\delta(\tau_p)$, задается чертежом или технологическим эскизом (рис. 1, *а*). Начальное фазовое состояние – точка B с координатами $z_c(0)$ и $\delta(0)$, определено параметрами заготовки. Существует множество траекторий, переводящих деталь из состояния B в состояние A .

При оптимизации цикла шлифования необходимо найти алгоритм изменения управляющих параметров, переводящих деталь из начального положения в конечное по такой траектории, для которой критерий оптимальности имеет экстремальное значение при условии выполнения всех ограничений. Для решения этой задачи необходимо прежде всего иметь динамическую модель процесса врезного шлифования с регулируемой величиной радиальной составляющей силы резания. Расчетная схема модели, изображена на рис. 1, *б*. Движение системы под действием обобщенной возмущающей силы P описывается дифференциальным уравнением [1]

$$a\ddot{q} + b\dot{q} + cq = P, \quad (1)$$

где a , b и c – приведенные масса, жесткость и демпфирование системы соответственно.

Обобщающая сила определяется дисбалансом H и изменением радиальной составляющей силы резания P_γ . В свою очередь, влияние дисбаланса описывается уравнением [2, 3]

$$P = H \sin(\omega\tau + \varphi_0), \quad (2)$$

где ω – частота вращения круга, φ_0 – фаза дисбаланса.

Сила P_Y , действующая на абразивные зерна, в общем случае может быть описана выражением [4, 5]

$$P_Y = \tau_{sh} F_{ss} k_N, \quad (3)$$

где τ_{sh} – среднее касательное напряжение в плоскости сдвига; F_{ss} – площадь поперечного сечения среза; k_N – безразмерный параметр процесса стружкообразования для нормальной составляющей силы резания.

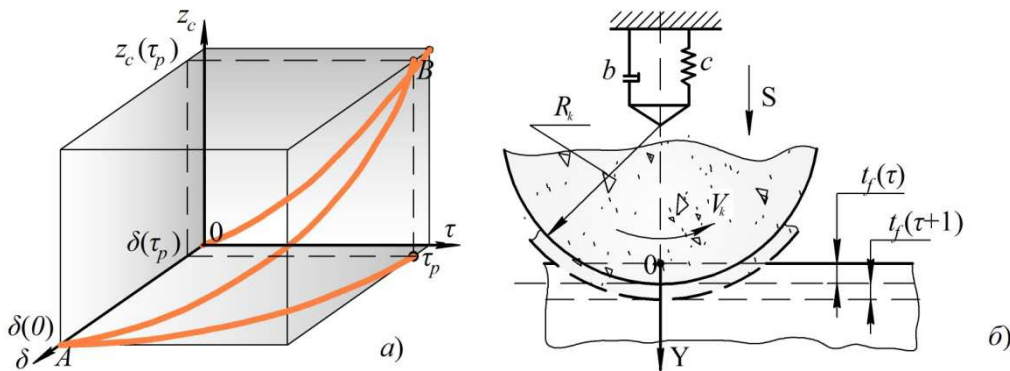


Рис. 1. а – фазовая траектория процесса врезного шлифования; б – расчетная схема.

Если с обрабатываемой поверхностью в процессе абразивной обработки контактирует n_k зерен, то общую нормальную силу резания можно определить суммированием сил от единичных срезов (3), после чего получим уравнение

$$P_Y = 11,8 \cdot \tau_{sh} \cdot t^2(z) \frac{(1 + \xi)^3}{\xi} n_k, \quad (4)$$

где $t(z)$ – глубина микрорезания и n_k – количество зерен могут быть определены по формулам, предложенным Ю.К. Новоселовым [5, 6].

Подставив формулы (2) и (4) в выражение (1) получим уравнение (5) решение которого позволит уточнить выражение, описывающее баланс перемещений в технологической системе

$$a\ddot{q} + b\dot{q} + cq = H \sin(\omega\tau + \varphi_0) + 11,8 \cdot t^2(z) \cdot \tau_{sh} \frac{(1 + \xi)^3}{\xi} n_k, \quad (5)$$

$$t_f(\tau) = R_0 - \int_0^\tau \dot{S}_R d\tau + h_0 - \int_0^\tau \dot{h} d\tau - A_0 + \int_0^\tau \dot{S}_{nf} d\tau - \Delta A_0(\tau), \quad (6)$$

где R_0 – радиус средней окружности круга в начальный момент времени $\tau = t_0$; S_R – износ инструмента в единицу времени; h_0 – исходный размер заготовки; $\dot{h} = Q_\Sigma$ – интенсивность съема материала; A_0 – расстояние от базовой поверхности детали до центра вращения инструмента в момент первого касания круга с заготовкой; S_{nf} – значение номинальной подачи по лимбу подач станка; $\Delta A_0(\tau)$ – приращение упругих отжатый, температурных деформаций в технологической системе.

На практике, при изготовлении различных изделий, могут быть установлены определенные технологические требования по точности, шероховатости, волнистости. В случае если лимитирующими параметрами являются два первых фактора, расчет циклов осуществляется при непосредственном использовании уравнения баланса перемещений (6). В случае, когда в роли лимитирующего фактора выступает волнистость, непосредственное использование формулы (6) нерационально, ввиду того, что ряд ее составляющих (R_0 и A_0) не оказывают прямого влияния на величину волнистости. Для исключения последних

рассмотрим принципиальную схему изменения упругих деформаций, постоянной составляющей фактической глубины шлифования t_f , силы и мощности резания.

Как видно из рис. 2, при шлифовании без предварительного натяга на этапе врезания в начальный момент времени почти вся вертикальная подача идет на приращение упругих деформаций технологической системы. С ростом t_f увеличивается P и P_y и снижается величина δ_{Δ} , которая на этапе установившегося шлифования стремится к нулю. На этапе выхаживания приращения упругих деформаций системы отрицательны и асимптотически стремятся к нулю.

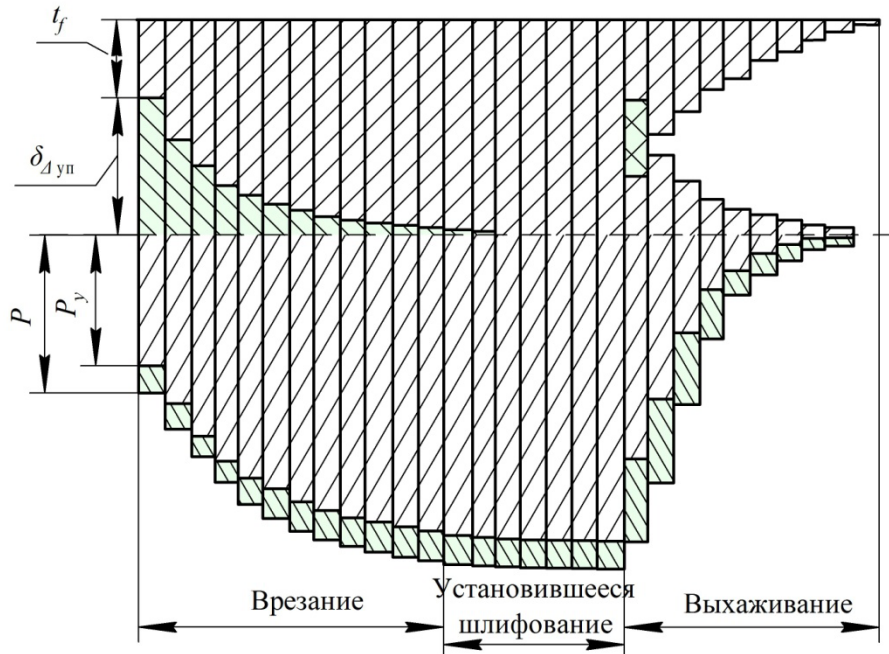


Рис. 2. Диаграмма зависимости фактической глубины шлифования t_f , изменения упругих деформаций $\delta_{\Delta yн}$, осевой составляющей силы резания P_y и мощности шлифования P

Из рассмотренной схемы ясно, что на этапе установившегося шлифования $\overline{t_f} = t_r$, а следовательно, выражение (6) в момент врезания круга в заготовку можно представить следующим образом

$$t_f = t_r + \frac{P_Y(t_r)}{C} - t_k, \quad (7)$$

где t_k – колебательная составляющая фактической глубины шлифования, которая обусловлена текущим радиальным биением рабочей поверхности круга $A(\tau)$ и величиной $q(\tau)$.

Значение $A(\tau)$ зависит от максимальной величины радиального биения рабочей поверхности круга и определяется выражением:

$$A(\tau) = \frac{D}{2} [\sin(\omega\tau + \psi) + 1]. \quad (8)$$

С учетом (7) и (8) можно записать:

$$t_f = t_r - \frac{D}{2} [\sin(\omega\tau + \psi) + 1] - q + \frac{P_Y(t_r)}{C}. \quad (9)$$

При выполнении численного анализа уравнения (9) установлено, что из-за большой погрешности формы круга t_f может принимать значения меньше нуля, то есть происходит потеря контакта круга с деталью. В этом случае величину t_f необходимо формально приравнять к нулю. Совместное решение уравнений (7), (9) с выражением, описывающим волнистость и сьем материала позволяет теоретически вычислить величину волнистости.:

$$W_z = \sum_{j=1}^5 \left(\frac{r_{j \max} - r_{j \min}}{5} \right) \quad (10)$$

$$r = \frac{t_f^2}{1.478 + \frac{13.66 S_{nf}}{\kappa_N V_k n_k \sqrt{D \rho_g}}}, \quad (11)$$

где ρ_g – радиус округления вершины абразивного зерна.

Уточненную математическую модель волнистости обработанной поверхности можно представить системой выражений (5), (9), (10), (11). Аналитическое представление решения этой системы затруднительно ввиду присутствия нелинейного дифференциального уравнения поэтому величину q находили численным методом Рунге-Кутты. Для практической реализации модели разработаны алгоритм и программа вычислений на ПЭВМ типа IBM PC AT.

Предложенная модель учитывает динамику изменений упругих деформаций в технологической системе при построении циклов управления операциями шлифования и дополняет методику [7], что позволяет снизить волнистость деталей обрабатываемых на станках с ЧПУ.

Литература:

1. Тверской М.М. Автоматическое управление режимами обработки деталей на станках. -М.: Машиностроение, 1982. – 208 с.
2. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний / В.Л. Бидерман // - М: Высш. шк. , 1980. - 408 с
3. Kovaleva A. Optimal Control of Mechanical Oscillations ©Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1999. – 263 p.
4. Королев В.А. Исследование процессов образования поверхностей инструмента и детали при абразивной обработке. - Саратов: Изд-во Саратов. ун-та. 1975. – 192 с.
5. Обеспечение качества при абразивной обработке: вопросы теории и практики: [монография] / Т. А. Аскалонова, А. М. Иконников, С. Л. Леонов, Ю. К. Новоселов, А. А. Ситников, Е. Ю. Татаркин ; Алт. гос. техн. ун-т им. И. И. Ползунова. - Барнаул : Изд-во АлтГТУ, 2016. - 219 с.
6. .Novoselov Y., Bogutsky V., Shron L. Patterns of removing material in workpiece - grinding wheel contact area. / Procedia Engineering «International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2017» 2017. – P. 991-996.
7. Братан С.М., Ярошенко А.А., Столяров Н.Н. Разработка алгоритмов управления операцией круглого шлифования, учитывающих коррекции цикла за период стойкости инструмента/ Вісник СевНТУ, 2014. № 150. – С. 28-35.

Stabilization of waviness at embed grinding with using control cycles based on dynamic models of the process

Bogutsky V.B. ^a, Novoselov Y.K. ^b, Shron L.B. ^c

Sevastopol State University, University st., 33, Sevastopol, 222053, Russian Federation

^abogutskivb@yandex.ru, ^bsev.novoseloff@yandex.ru, ^cshronlb@mail.ru

Keywords: abrasive processing, optimization, embed grinding, depth of microcutting, waviness of parts.

In the article is solved the problem of dynamic modeling formation of waviness at embed grinding. It is shown that, when optimizing the grinding cycle, it is necessary to find an algorithm

for changing the control parameters that transfer the part from the initial position to the final position along a trajectory for which the optimality criterion has an extreme value provided all the constraints are satisfied. To solve this problem, is constructed a dynamic model of the grinding process with a controlled value of the radial component of the cutting force and the limiting parameters are determined. It is noted that when grinding without pre-tension at the stage of plunge at the initial moment of time, almost the entire vertical feed goes to the increment of elastic deformations of the technological system. The proposed model makes it possible to calculate, in view of the dynamics of the process, control cycles of the grinding operation to ensure the specified quality parameters when machining with CNC machines.

УДК 621.9

Исследование процесса изготовления керамических изделий из порошков оксида алюминия

Афанасенко П.В.^a, Янюшкин А.Р.^b, Селина К.Р.^c

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

^a pavelafanassenko@yandex.ru, ^b andreuyanyushkin@gmail.com, ^c ricca7@mail.ru**Ключевые слова:** оксид алюминия, керамика, спекание, порошковая металлургия

В статье представлены результаты исследования возможности повышения качества керамических изделий, изготовленных из отходов алюминиевого производства. Для этого изучен и воспроизведен технологический процесс изготовления керамики методом порошковой металлургии. В качестве исходного компонента исследовался порошок оксида алюминия, полученный из отходов алюминиевого производства в Братском регионе для выявления потенциала данного порошка в качестве вторичного сырья для изготовления керамики. Порошок подвергался отжигу с последующим формованием и спеканием. По результатам исследования выявлено, что порошок оксида алюминия дисперсностью 40...60 мкм, после прессования при 200 МПа и спекания в высокотемпературной камерной электрической печи при температуре 900°C имеет множественные дефекты. Рекомендуется проведение эксперимента с варьированием степени дисперсности порошка, давления прессования и температуры спекания.

Введение. Сегодня материалы для изготовления различных деталей имеют широкую номенклатуру. Среди перспективных материалов можно выделить композиционные материалы на различных связках, для которых ведется активная работа в области их получения, обработки и эффективности производства [1 – 20]. Особое место занимают керамические материалы на основе оксида алюминия, которые применяются для изготовления различных изделий для многих отраслей промышленности. Это обусловлено большим комплексом свойств керамики – высокая температура эксплуатации, прочность, термостойкость и износостойкость, химическая стойкость. При создании керамик различного назначения основным требованием является получение материала с заданной структурой с наилучшими физико-механическими свойствами. Однако существует ряд актуальных проблем материаловедения, возникающих при разработке таких материалов [21 – 26]. Например, при получении катализаторов для доокисления выхлопных газов в двигателях внутреннего сгорания существует проблема, которая заключается в создании активного поверхностного слоя из метастабильных модификаций оксида алюминия, способного работать при температурах до 900°C. Другой проблемой является создание мембран и

фильтрующих керамических элементов с многослойной структурой с высокими прочностными свойствами.

Использование нанокристаллических порошков оксидов металлов открывает новые возможности при создании катализаторов за счет запасенной избыточной поверхностной энергии по сравнению с крупнокристаллическими порошками, которая может привести к изменению температурных интервалов фазовых переходов [23 – 25]. Создание керамик на основе наноструктурных порошков и их смесей с крупнокристаллическими порошками позволит направленно формировать структуру керамических материалов без использования таких вспомогательных технологических приемов, как введение пены и порообразователей, которые, как правило, отрицательно сказываются на прочностных свойствах керамики.

Одной из наиболее важных стадий изготовления керамики является подготовка порошковых материалов, поскольку от качества исходного сырья зависит качество конечного продукта. Качество порошков оценивают такими параметрами как насыпная плотность и объем, текучесть и размер частиц. От этих характеристик зависят конструкция и размеры пресс-формы, давление прессования и параметры спекания, а также физико-механические и прочностные характеристики получаемых деталей [22, 27 – 29].

В настоящей работе в качестве исходных компонентов исследовался порошок оксида алюминия (Al_2O_3), полученный из отходов алюминиевого производства в Братском регионе. Актуальность исследования заключается в выявлении потенциала данного порошка в качестве вторичного сырья для изготовления керамики.

Целью данной работы являлось выявление возможности повышения качества керамических изделий, изготовленных из отходов алюминиевого производства. Для достижения этой цели необходимо исследовать технологический процесс изготовления керамики методом порошковой металлургии.

Методика экспериментального исследования.

В качестве исходного компонента применялся порошок оксида алюминия, полученный из отходов алюминиевого производства. В данном эксперименте сначала был произведен обжиг порошка при температуре $900^{\circ}C$ в течение 15 мин, после чего порошок поменял свой первоначальный серый цвет на белый. Форму и размер частиц полученного порошка исследовали визуально с использованием электронной микроскопии с помощью оптического микроскопа ММУ-3У4.2 согласно ГОСТ 23402-78. За размер частицы принималась максимальная хорда частицы в горизонтальном или вертикальном направлениях. На рис. 1 видно, что частицы порошка имеют сферическую форму с размерами от 40 до 60 мкм.

Для прессования порошка была изготовлена пресс-форма (рис. 2). Порошок помещался в полость пресс-формы, поджимался пуансоном и прессовался под давлением порядка 200 МПа с выдержкой под давлением 15 минут. После этого пресс-форму в сборе с заготовкой поместили в высокотемпературную камерную электрическую печь, нагретую до температуры $900^{\circ}C$. Спекание производилось в течение 20 мин.

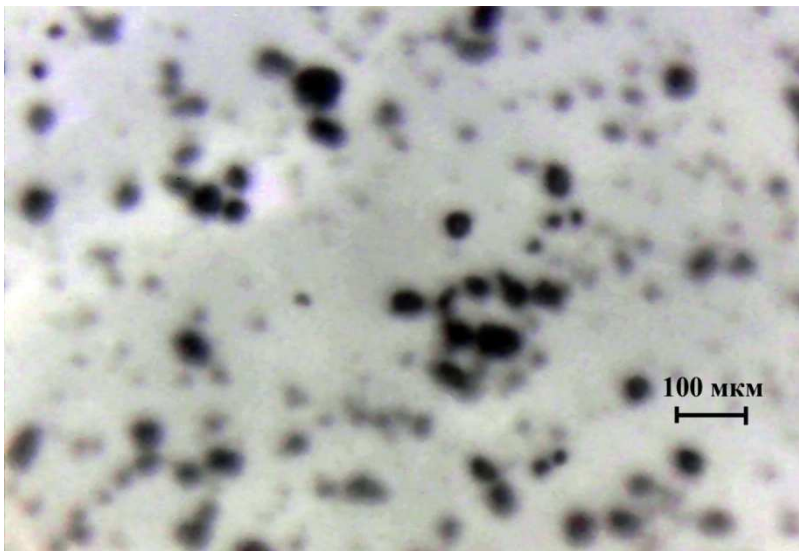


Рис. 1. Частицы порошка оксида алюминия

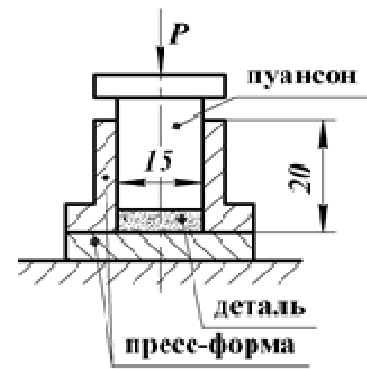


Рис. 2. Пресс-форма

Результаты и обсуждение. По результатам исследования выявлено, что порошок оксида алюминия дисперсностью 40...60 мкм, после прессования при 200 МПа и спекания в высокотемпературной камерной электрической печи при температуре 900°C имеет множественные дефекты. Размеры образца увеличились в среднем на 2...3 % относительно размеров пресс-формы, хотя должна была произойти усадка изделия при спекании. Это можно объяснить влиянием внутренних газов, выделяющихся при спекании и вызывающих образование внутренних пор. На изломе образца (рис. 3) видно, что пористость изделия достаточно высока (поры отображаются в виде черных точек).

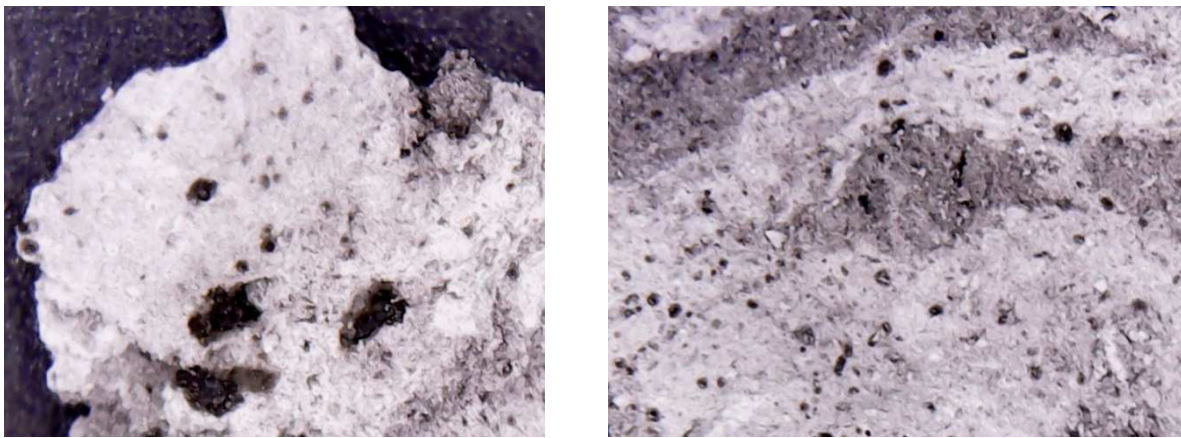


Рис. 3 Микроструктура разреза образца

Таким образом, можно сделать следующие выводы:

1. Оксид алюминия широко применяется для изготовления керамических изделий, но существуют проблемы при формировании физико-механических свойств.

2. Спекание керамики из вторичного сырья порошкового оксида алюминия сопровождается выделением газов и интенсивным порообразованием. Решение этих проблем требует проведения дополнительных экспериментальных исследований.

3. Будущие исследования предполагается проводить для порошка оксида алюминия с варьированием давления прессования в пределах 200...600 МПа, температуры спекания в пределах 900...2500°C, зернистости порошка. Также необходимо исследовать влияние добавок различных материалов на физико-механические свойства изделий. Результаты исследований позволят установить закономерности изменения плотности, прочности и микротвердости керамики в зависимости от параметров технологического процесса.

Литература:

1. Янюшкин А.С., Попов В.Ю., Петров Н.П., Рычков Д.А. Повышение эффективности обработки высокопрочных композиционных материалов // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2013. Т. 1. С. 146 – 149.
2. Скрипняк Е.Г., Лобанов Д.В., Скрипняк В.В., Янюшкин А.С., Скрипняк В.А., Рычков Д.А. Керамические нанокompозиты на основе диборида циркония // Системы. Методы. Технологии. 2011. № 10. С. 95-98.
3. Янюшкин А.С., Лобанов Д.В., Рычков Д.А., Кузнецов А.М. Новые конструктивные решения сборного фрезерного инструмента для обработки композиционных неметаллических материалов // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2013. Т. 1. С. 153-157.
4. Рычков Д.А., Янюшкин А.С., Лобанов Д.В. Критериальная оценка конструкции режущего инструмента на примере сборной фрезы для обработки композиционных материалов // Главный механик. 2011. № 5. С. 48-54.
5. Янюшкин А.С., Лобанов Д.В., Рычков Д.А. Повышение производительности фрезерования на основе автоматизации проектирования сборного инструмента // Системы. Методы. Технологии. 2011. № 10. С. 91-94.
6. Лобанов Д.В., Янюшкин А.С., Рычков Д.А. Автоматизированная система создания баз данных и многокритериального сравнительного анализа конструкций сборного фрезерного инструмента для обработки композиционных материалов // САПР и графика. 2011. №3(173). С. 71-73.
7. Yanyushkin A.S., Lobanov D.V., Rychkov D.A. Automation tool preparation in the conditions of production // Applied Mechanics and Materials. 2015. Т. 770. P. 739-743.
8. Янюшкин А.С., Лобанов Д.В., Рычков Д.А. Программные продукты для автоматизации подготовки инструментального производства на предприятиях // Ползуновский альманах. 2008. № 4. С. 214-216.
9. Янюшкин А.С., Лобанов Д.В., Рычков Д.А. Моделирование режущего инструмента для обработки композиционных древесных материалов // Вестник Иркутского регионального отделения Академии наук высшей школы РФ. 2009. № 2. С. 159-162.
10. Лобанов Д.В., Янюшкин А.С., Рычков Д.А. Технологические методы изготовления и выбора режущего инструмента для фрезерования композиционных материалов на полимерной основе // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2015. Т. 15. № 1. С. 35-46.
11. Янюшкин А.С., Ереско С.П., Ереско Т.Т., Тюрин Н.В., Пылькин А.Ф., Рычков Д.А. Устройство электроабразивной обработки с непрерывной правкой круга // Патент Рос.фед. № 126275. 2012. Заявл. 08.10.2012 № 201214 2881/02. Оpubл. 27.03.2013, Бюл. № 9. 2 с.
12. Рычков Д.А., Янюшкин А.С. Способ повышения эффективности производства изделий из полимерных композитов // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2016. № 3 (72). С. 23-30.
13. Сидоренко С.А., Лобанов Д.В., Рычков Д.А. Программный продукт для автоматизации выбора рационального композиционного материала // Актуальные проблемы в машиностроении. 2016. № 3. С. 30-36.
14. Янюшкин А.С., Лобанов Д.В., Рычков Д.А. Повышение эффективности производства за счет автоматизации подготовки режущего инструмента // Научные технологии в машиностроении. 2015. № 4 (46). С. 25-30.
15. Рычков Д.А., Янюшкин А.С. Способ повышения эффективности производства изделий из полимерных композитов // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2016. № 3 (72). С. 23-30.
16. Лобанов Д.В., Рычков Д.А., Сидоренко С.А. Повышение эффективности процесса подготовки производства изделий из композитов // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). 2017. № 1 (74). С. 20-29.
17. Баранов А.Н., Янюшкин А.С., Янченко Н.И., Тимкина Е.В., Рычков Д.А. Способ нанесения композиционных хромовых покрытий // Патент Рос.фед. № 2576797. 2014. Заявл. 20.11.2014 № 2014146756/02, Оpubл. 10.03.2016, Бюл. № 7. 8 с.
18. Popov V.Yu., Arkhipov P.V., Rychkov D.A. Adhesive wear mechanism under combined electric diamond grinding // MATEC Web of Conferences. P. 01002.

19. Рычков Д.А., Янюшкин А.С. Технология механической обработки композиционных материалов: монография. Старый Оскол: ТНТ, 2017. 224 с.
20. Popov V., Rychkov D., Arkhipov P. Defects in diamonds as the basic adhesion grinding // MATEC Web of Conferences. 2017. P. 01003.
21. Федорова Е.Н. Получение и свойства керамики на основе наноразмерных порошков оксида алюминия // Диссертация кандидата технических наук. 2001. С. 144.
22. Бакеев И.Ю., Климов А.С., Двилис Э.С., Бурачевский Ю.А., Окс Е.М. О возможности селективного послойного спекания керамических порошков электронным пучком в форвакуумной области давлений // Известия высших учебных заведений. Физика. 2016. № 3. С. 229-232.
23. Иванов Д.А., Ситников А.И., Шляпин С.Д. Особенности технологии и физико-механические свойства кермета Al_2O_3 со слоистой структурой // Известия высших учебных заведений. Порошковая металлургия и функциональные покрытия. 2008. № 3. С. 23-29.
24. Степанов Е.И., Григорьев М.В., Кирко В.И. Влияние добавок ультрадисперсного Al_2O_3 на физико-механические свойства корундовой керамики // Журнал СФУ. Техники и технологии. 2008. Т. 2. №1. С. 162-167.
25. Григорьев М.В., Кульков С.Н. Фазовый состав, структура и удельная поверхность порошковых систем на основе корунда различной дисперсности // Журнал СФУ. Техники и технологии. 2009. Т. 3. №2. С. 294-300.
26. Лукин Е.С., Попова Н.А., Здвижкова Н.И. Прочная керамика на основе оксида алюминия и диоксида циркония // Стекло и керамика. 1993. № 9-10. С. 25-30.
27. Рычков Д.А., Сидоренко С.А., Большешапова А.В., Ющенко Д.А. О свойствах алюминиевых порошков, применяемых для изготовления композиционных материалов // Механики XXI века. 2014. № 13. С. 98-101.
28. Рычков Д.А. Получение композиционного материала, упрочненного оксидом алюминия // Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2014. Т. 1. С. 186-189.
29. Янюшкин А.С., Рычков Д.А., Петров Н.П., Иванов Н.А., Лазо И.Б., Омаров Я.С. Метод изготовления керамических деталей из тонкодисперсного оксида алюминия // Механики XXI века. 2013. № 12. С. 91 – 93.

Investigation of the process of manufacturing ceramic products from alumina powders

Afanasenko P.V.^a, Yanyushkin A.R.^b, Selina K.R.^c

Bratsk State University, 40, Makarenko St., Irkutsk region, Bratsk, 665709, Russia

^a pavelafanaseko@yandex.ru, ^b andreyyanyushkin@gmail.com, ^c ricca7@mail.ru

Key words: aluminum oxide, ceramics, sintering, powder metallurgy

The article presents the results of research into the possibility of improving the quality of ceramic products made from aluminum waste. For this purpose, the technological process of manufacturing ceramics by the powder metallurgy method has been studied and reproduced. As an initial component, an aluminum oxide powder obtained from aluminum waste in the Bratsk region was investigated to identify the potential of this powder as a secondary raw material for the manufacture of ceramics. The powder was annealed, followed by molding and sintering. According to the results of the study, it was found that the powder of aluminum oxide with a dispersion of 40 ... 60 μm , after pressing at 200 MPa and sintering in a high-temperature chamber electric furnace at a temperature of 900 ° C, has multiple defects. It is recommended to carry out the experiment with varying the degree of powder dispersion, pressing pressure and sintering temperature.

УДК 621.9

К вопросу об автоматизации расчетов, связанных с проектированием технологических режимов резания материалов

Рычков Д.А.^a, Смирнова Д.А.^b

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
^adielektrik84@mail.ru, ^brikkgud@mail.ru

Ключевые слова: автоматизация, режимы резания, проектирование технологических процессов

В статье представлен способ автоматизации проектирования параметров технологических операций. Исследования актуальны для производства, поскольку учет всех технико-экономических параметров при существующем разнообразии технологических процессов, конструкций режущих инструментов и оборудования является сложной и трудоемкой задачей. Для решения этой проблемы разработана программа, позволяющая рассчитать скорость, силу и мощность резания, с выводом расчетных коэффициентов и возможностью визуализации результатов. Разработанное программное обеспечение позволяет снизить трудоемкость разработки технологических процессов и автоматизировать работу технолога. Полученные результаты являются основой для проведения дальнейших исследований с целью увеличения номенклатуры обрабатываемых и инструментальных материалов, видов обработки, создания системы инструментального обеспечения и технологической оснастки. В целом представленная программа может иметь практическое применение на производстве, где применяются технологии механической обработки материалов.

Обработка резанием в современном машиностроительном производстве остается важнейшим технологическим методом.

Машиностроение является главной отраслью народного хозяйства, которая определяет возможность развития других отраслей и обеспечивает изготовление новых и совершенствование имеющихся машин.

Назначение режимов обработки резанием рассматривается как технико-экономическая задача. Режимы обработки оказывают влияние на показатели производства как технические, так и экономические. В связи с этим расчет режимов резания является одной из самых массовых задач в машиностроении. Особое значение при расчете режимов резания имеет зависимость между стойкостью режущего инструмента, скоростью резания, подачей и глубиной резания, а также геометрическими параметрами режущего инструмента. Учет всех этих параметров при существующем разнообразии технологических процессов, конструкций режущих инструментов и оборудования является сложной и трудоемкой задачей [1 – 18].

Одним из путей решения этой проблемы является создание программного обеспечения, позволяющего в кратчайшие сроки рассчитать режимы резания различных материалов.

На данный момент существуют различные программы, а так же аналитические методы для расчета режимов резания [19 – 23]. Однако они имеют множество недостатков в области интерфейса и производительности.

В связи с этим целью исследования является разработка способа автоматизации проектирования параметров технологических операций.

Нами была создана программа, позволяющая рассчитать скорость, силу и мощность резания, с выводом расчетных коэффициентов и возможностью визуализации результатов.

Все коэффициенты для расчета хранятся во внутренней базе программы, что позволяет технологу уменьшить время ввода информации.

Программа позволяет выполнять расчет режимов резания для таких операций как точение, сверление и фрезерование.

Рассмотрим работу программы на примере расчета режимов резания при точении.

В первом окне программы технологу предоставляется выбор обработки материала: точение, сверление, либо фрезерование. Главное окно программы представлено на рис. 1.

После указания вида обработки программа предоставляет возможность выбора инструментального и обрабатываемого материалов. Окно для выбора инструментального и обрабатываемого материалов при точении представлено на рисунке 2.

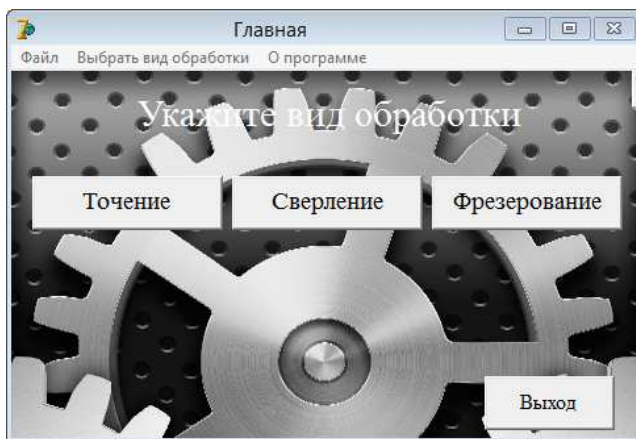


Рис. 1. Главное окно программы для расчета режимов резания

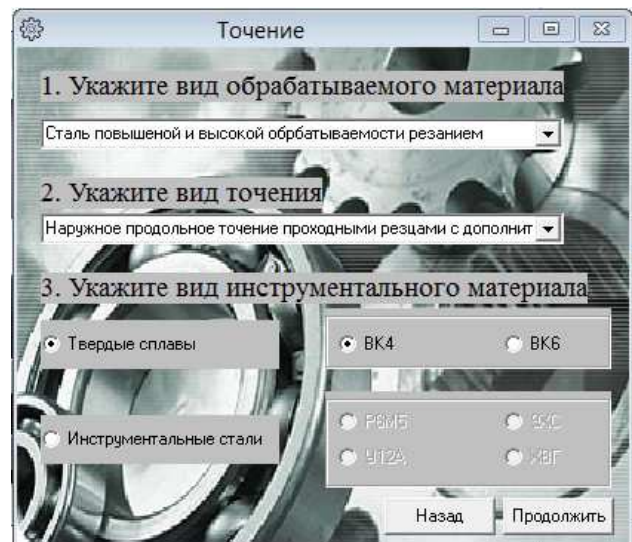


Рис. 2. Окно выбора инструментального и обрабатываемого материалов при точении

При выборе обрабатываемого материала и вида точения технолог выбирает нужную позицию при помощи выпадающего списка. Инструментальный материал выбирается с помощью кнопок-переключателей. Следует отметить, что если выбран переключатель «Твердые сплавы», то переключатели «Р6М5», «У12А» и «ХВГ» становятся неактивными и наоборот.

Список «Вид точения» формируется в зависимости от выбранного обрабатываемого материала.

Кнопка «Назад» возвращает пользователя на главную форму программы (рис. 1), а кнопка «Продолжить» открывает окно расчета режимов резания для определенного вида обработки. В этом окне технолог вводит все необходимые данные: предел текучести для стали и твердость для чугуна, стойкость инструмента, состояние поверхности заготовки, подачу, глубину резания.

Для точения есть возможность выбора расчета мощности и силы резания. Чтобы рассчитать мощность и силу необходимо поставить флажок «Рассчитать мощность и силу точения» и указать исходные данные.

После ввода данных и нажатия кнопки «Расчет» программа выводит в окне все коэффициенты, используемые для расчета и результаты.

Общий алгоритм работы программы представлен на рис. 3.

Скорость точения, сила резания и мощность резания рассчитывается по стандартным формулам, принятым в теории резания [24] в зависимости от стойкости режущего инструмента, материала заготовки и инструментального материала, а также условий резания.

Окно для расчета режимов резания при точении представлено на рис. 4.

В правом углу программы расположено окно, в которое автоматически заносятся все введенные данные. Расчеты можно сохранить в формате *.txt или же вывести на печать

прямо из программы. Кроме того, программа позволяет открывать ранее сохраненные расчеты.

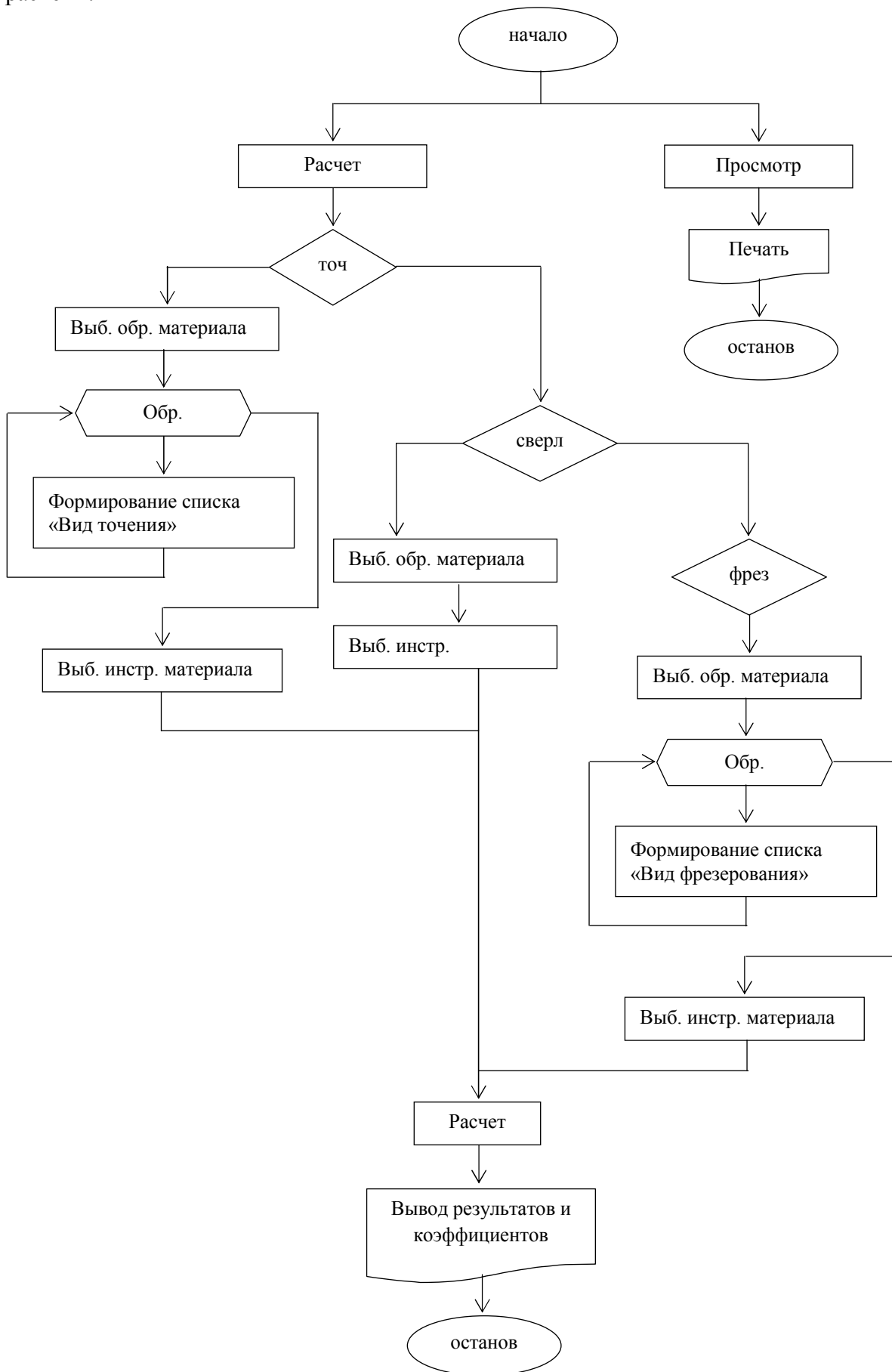


Рис. 3. Общий алгоритм работы программы

Введите информацию для расчета

1) Предел текучести или для чугуна: НВ

Стойкость инструмента T: мин

2) Укажите состояние поверхности заготовки:

3) Укажите подачу (s): мм/об

4) Укажите глубину резания: мм

Рассчитать силу и мощность резания

5) Укажите главный угол:

6) Укажите передний угол:

7) Укажите радиус при:

Кoeffициенты для расчета скорости резания: $K_r = 1$, $K_{pv} = 1,75$, $K_{mv} = 1,13$, $K_{pv} = 0,9$
 $K_v = 1,02$, $K_{iv} = 1$
 $C_v = 420$, $x = 0,15$, $y = 0,2$, $m = 0,2$

Скорость точения: м/мин

Кoeffициенты для расчета силы резания: $K_{rp} = 1$, $K_{ur} = 1,15$, $K_{lp} = 1$
 $K_{rp} = 0,93$, $K_{mr} = 0,949$, $K_{rp} = 1,02$
 $C_r = 200$, $x = 1$, $y = 0,75$, $n = 0$

Сила точения: Н

Мощность точения: кВт

Вид обработки: ТОЧЕНИЕ
 Обрабатываемый материал: Сталь углероди
 Вид точения: Наружное продольное точение
 Инструментальный материал: P6M5
 Коэф. для стали: 700
 Стойкость инструмента: 45 мин
 Состояние поверхности заготовки: Прокат
 Подача: 0,1 мм/об
 Глубина резания: 5 мм
 Радиус при вершине 1
 Передний угол 12-15
 СИЛА РЕЗАНИЯ: 1813,84 Н
 МОЩНОСТЬ РЕЗАНИЯ: 7,38 кВт

Печать Открыть Сохранить

Расчет Очистить Назад На главную

Рис.4. Окно для расчета режимов резания при точении

Кнопка «Очистка» создана для удаления текста из всех полей программы, кнопка «Назад» открывает окно выбора инструментального и обрабатываемого материалов, а кнопка «На главную» переносит пользователя в главное окно программы (рис. 1).

Создание программы предполагает следующие основные затраты на:

- операционную систему;
- среду программирования;
- сопутствующее программное обеспечение;
- заработную плату;
- оплату электроэнергии и др.

Примерная себестоимость программного продукта с учетом этих затрат составит порядка 85 тыс. руб.

Таким образом, на основе результатов исследования можно сделать следующие выводы:

1. Проектирование технологической операции обработки деталей несомненно требует автоматизации ввиду большого количества переменных факторов: особенностей конструкций режущих инструментов, оборудования, обрабатываемых материалов и т.п.

2. Разработанное программное обеспечение позволяет снизить трудоемкость разработки технологических процессов и автоматизировать работу технолога.

3. Необходимо проведение дальнейших исследований с целью увеличения номенклатуры обрабатываемых и инструментальных материалов, видов обработки, создания системы инструментального обеспечения и технологической оснастки.

В целом представленная программа может иметь практическое применение на производстве, где применяются технологии механической обработки материалов.

Литература:

1. Янюшкин А.С., Лобанов Д.В., Рычков Д.А. Повышение производительности фрезерования на основе автоматизации проектирования сборного инструмента // Системы. Методы. Технологии. 2011. № 10. С. 91-94.

2. Рычков Д.А., Янюшкин А.С., Лобанов Д.В. Критериальная оценка конструкции режущего инструмента на примере сборной фрезы для обработки композиционных материалов // Главный механик. 2011. № 5. С. 48-54.

3. Лобанов Д.В., Янюшкин А.С., Рычков Д.А. Технологические методы изготовления и выбора режущего инструмента для фрезерования композиционных материалов на полимерной основе

- // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2015. Т. 15. № 1. С. 35-46.
4. Yanyushkin A.S., Rychkov D.A., Lobanov D.V. Rationalization of polymer composite materials processing by improving production efficiency // *Procedia Engineering*. 2016. С. 942-947.
 5. Янюшкин А.С., Рычков Д.А., Лобанов Д.В. Экономическая эффективность обработки резанием полимерных композиционных материалов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2015. № 4 (48). С. 172-179.
 6. Янюшкин А.С., Лобанов Д.В., Архипов П.В., Попов В.Ю. Исследование влияния электрических режимов на качественные и экономические показатели комбинированной электроалмазной обработки твердосплавных материалов // *Научные технологии в машиностроении*. 2015. № 3 (45). С. 22-29.
 7. Попов В.Ю. Шероховатость поверхности быстрорежущего инструмента в зависимости от режимов электроалмазной обработки // *Актуальные проблемы в машиностроении*. 2015. №2. С. 21-26.
 8. Попов В.Ю., Хлыстов А.Н., Бондин А.В. Атомная визуализация алмазного резания // *Компьютерные исследования и моделирование*. 2016. Т. 8. № 1. С. 137-149.
 9. Попов В.Ю., Янюшкин А.С., Сурьев А.А. Качество инструмента из инструментальных сталей после обработки методом двойного травления // *Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки*. 2003. Т. 2. С. 206-212.
 10. Попов В.Ю., Янюшкин А.С. Формирование поверхностного слоя режущего инструмента при алмазной обработке кругами на металлической связке // *Решетневские чтения*. 2014. Т. 1. № 18. С. 306-308.
 11. Медведева О.И., Янюшкин А.С., Попов В.Ю. Влияние параметров электроалмазного шлифования твердых сплавов на величину растворенного слоя // *Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты)*. 2014. № 3 (64). С. 68-75.
 12. Медведева О.И., Янюшкин А.С., Попов В.Ю. Расчет энергии адгезии контактных поверхностей при шлифовании инструментальных материалов различными методами // *Научные технологии в машиностроении*. 2014. № 5 (35). С. 14-19.
 13. Янюшкин А.С., Лобанов Д.В., Ковалевский С.В. Повышение качества подготовки твердосплавного инструмента // *Системы. Методы. Технологии*. 2009. № 1. С. 95-98.
 14. Лобанов Д.В., Янюшкин А.С., Рычков Д.А. Оптимизация выбора режущего инструмента на основе методов сравнительного анализа // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. 2010. № 5-2. С. 23-30.
 15. Янюшкин А.С., Архипов П.В., Ереско С.П. Качество поверхности твердого сплава при комбинированном электроалмазном шлифовании с непрерывной правкой круга // *Научные технологии в машиностроении*. 2012. № 5. С. 26-31.
 16. Yanyushkin A., Lobanov D., Arkhipov P., Ivancivsky V. Contact processes in grinding // *Applied Mechanics and Materials*. 2015. Т. 788. С. 17-21.
 17. Янюшкин А.С., Попов В.Ю., Сурьев А.А., Янпольский В.В. Тензометрическая вставка для измерения малых сил при электроалмазном шлифовании // Патент Рос.фед. № 2210749. 2001. Заявл. 13.06.2001 № 2001116429/28, Оpubл. 20.08.2003, Бюл. № 23.
 18. Янюшкин А.С., Попов В.Ю., Сурьев А.А., Янпольский В.В. Приспособление для измерения малых сил при электроалмазном шлифовании // Патент Рос.фед. № 2215641. 2001. Заявл. 13.06.2001 № 2001116428/28, Оpubл. 10.11.2003, Бюл. № 16.
 19. Иванов В.В. Программный комплекс T-FLEX Технология 10 // САПР и графика. 2006. №9. С. 44-47.
 20. Каменев Е.М. Система автоматизации конструкторско-технологической подготовки производства ADEM-VX // САПР и графика. 2007. №12. С. 14-19.
 21. Чилингаров К.А. Учет использования номерного инструмента в производстве с применением системы TechnologiCS // САПР и графика. 2007. №11. С. 26-31.
 22. Лобанов Д.В., Янюшкин А.С., Рычков Д.А. Автоматизированная система создания баз данных и многокритериального сравнительного анализа конструкций сборного фрезерного инструмента для обработки композиционных материалов // САПР и графика. 2011. №3 (173). С. 71-73.
 23. Янюшкин А.С., Лобанов Д.В., Рычков Д.А. Программные продукты для автоматизации подготовки инструментального производства на предприятиях // *Ползуновский альманах*. 2008. № 4. С. 214-216.
 24. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. Т.2 / Под ред. А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1985. 496 с.

To the question of automation of calculations related to the design of technological cutting regimes

Rychkov D.A.^a, Smirnova D.A.^b

Bratsk State University, 40, Makarenko St., Irkutsk region, Bratsk, 665709, Russia

^adielektrik84@mail.ru, ^brikkigud@mail.ru

Keywords: automation, cutting modes, design of technological processes

The article presents a method for automating the design of parameters of technological operations. Studies are relevant for production, since the inclusion of all technical and economic parameters in the existing variety of technological processes, designs of cutting tools and equipment is a complex and time-consuming task. To solve this problem, a program has been developed that allows calculating the speed, force and cutting power, with the derivation of the calculated coefficients and the possibility of visualizing the results. The developed software allows you to reduce the complexity of developing technological processes and automate the work of a technologist. The obtained results are the basis for further research with the aim of increasing the range of processed and tool materials, types of processing, creating a tooling system and technological equipment. In general, the presented program can have practical application in production, where technologies of mechanical processing of materials are applied.

УДК 51-72; 51-74; 621.039

Моделирование нейронной сети и оптимизация параметров взрывчатого электроразрядного процесса шлифования¹

Недошивин И.А., Каиров Ю.О.

ФГБОУ ВО «Братский государственный университет», ул.Макаренко, 40
razumist1@gmail.com

Ключевые слова: электроразрядное шлифование, скорость удаления материала, генетический алгоритм оптимизации

Инструменты на основе алмазов широко используются для обработки современных материалов в области автомобилестроения, машиностроения, кабельной связи и т.д. благодаря таким их качествам, как прочность и высокая износостойкость.

Процесс электроразрядного шлифования (ЭРШ) является дешевой альтернативой и обеспечивает высокую точность для поверхностной обработки заготовок. Площадь обработки поверхности контролируется легко, обеспечивая равномерную толщину слоя. К сожалению, производительность очень ограничена. Метод с увеличенным взрывным электрическим разрядом (МУВЭР), разработанный Пекинским институтом электромашин,

¹ Данный материал является переводом оригинальной статьи и представлен исключительно для ознакомительных и учебных целей: Fengguo Cao, Qinjian Zhang. Neural network modelling and parameters optimization of increased explosive electrical discharge grinding (IEEDG) process for large area polycrystalline diamond // Journal of Materials Processing Technology. 149 (2004). 106–111.

улучшает скорость удаления материала. Средняя производительность достигает $9 \text{ мм}^3/\text{мин}$.

Введение

Как в любом обычном процессе ЭРШ, технические принципы МУВЭР сложны и трудны, выбор параметров, в значительной степени, зависит от опыта. Создание взаимосвязи между параметрами и характеристиками имеет важное значение для достижения эффективной механической обработки и получения лучшего качества поверхности. В этом исследовании, трехслойная нейронная сеть обратного распространения (NN) была использована для установления связи между параметрами и эксплуатационными характеристиками.

Кроме того, многочисленные характеристики производительности должны быть оптимизированы для достижения высокой скорости удаления материала при малой глубине зазора алмаза. Но для процесса МУВЭР характерна более высокая производительность. Оптимизация нескольких характеристик производительности намного сложнее, чем одной характеристики. В этой статье генетический алгоритм был успешно применён с использованием созданной нейронной сети как функция пригодности и теория реляционного анализа для оценки скорости удаления материала и высоты h .

Искусственная нейронная сеть

Трехслойная нейронная сеть принята для оценки процесса МУВЭР. NN – это универсальная гибкая, нелинейная модель. В этой модели входные данные подключены к промежуточному слою, а промежуточный слой подключен к выходам (рис. 1). Модели NN вычисляют выходные данные как сумму нелинейных преобразований линейных комбинаций входных сигналов.

Генетический алгоритм оптимизации

Поскольку поиск оптимальной скорости удаления материала и высоты h сталкивается с проблемой комбинированного взрыва, генетический алгоритм важен в процессе оптимизации. Генетический алгоритм, при широком рассмотрении, дает решение, которое является оптимальным и может успешно применяться в различных задачах функциональной оптимизации.

В генетическом алгоритме есть три основных оператора: отбор, кроссовер и мутации. «Отбор» означает, что два отдельных параметра элемента – это «родители». «Кроссовер» служит для обмена сегментами выбранных элементов между собой в зависимости от вероятности. Процесс «мутация» представляет собой случайное изменение значения каждого элемента хромосомы в зависимости от вероятности, которая называется вероятностью мутации. После выполнения итерации упомянутых трех этапов действия приводят к оптимальному решению.

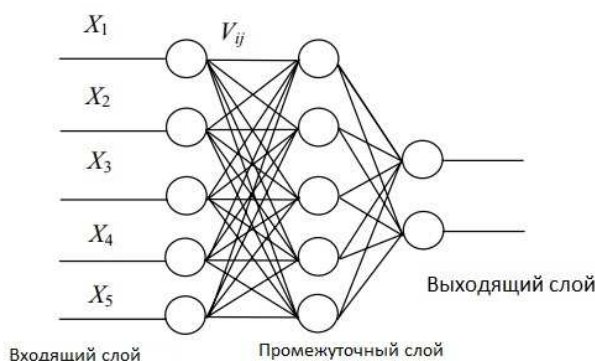


Рис. 1. Типичная модель распространения (NN)

Итак, созданную NN модель можно рассматривать как функцию пригодности, которую можно разделить на две секции: одна для скорости удаления материала, а другая для высоты h . Так как получение высокой скорости удаления материала с малой высотой

несовместимо, теория серого реляционного анализа является первым выбором для решения этой проблемы. Исходя из отношения серого анализа следует, что серая реляционная оценка описывает преобладающую степень эксплуатационных характеристик. «Вес» каждого признака в функции пригодности выводится из серого анализа отношения степени.

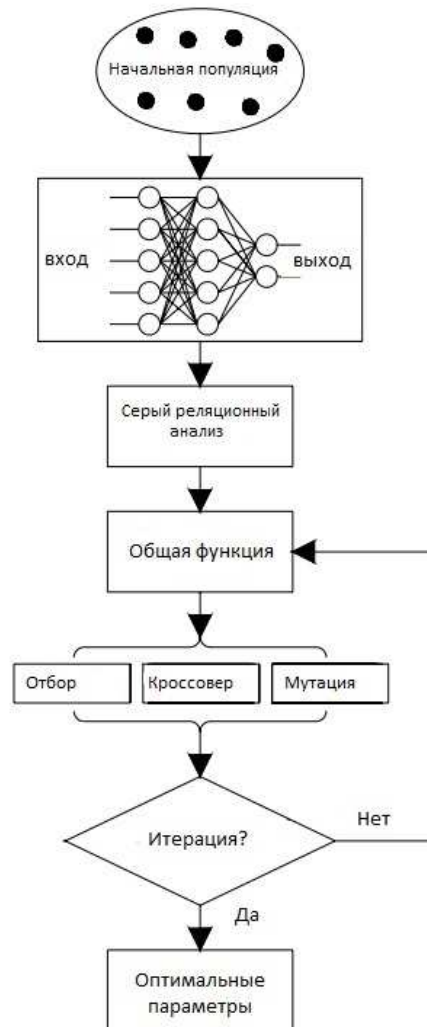


Рис. 2. Схема процедуры оптимизации

Представлена технологическая схема процедуры оптимизации параметров обработки (Рис. 2) с использованием генетической оптимизации. Во-первых, сформирована начальная популяция из 20 типов особей наугад. Во-вторых, разработана связанная нейросетевая модель. В-третьих, использовался серый реляционный анализ для определения веса, скорости удаления материала и высоты. Наконец, применяются три оператора: отбор, кроссовер и мутация, и производят новое поколение. Вышеуказанные операции были повторены для заданного числа ограничений N поколений.

Параметры обработки и оценка производительности

МУВЭР удаляет материал за счет повышенной взрывной электрической искровой коррозии. Скорость удаления материала используется как оценка метода эффективности обработки. Кроме того, в качестве особой характеристики, свойственной для обработки поликристаллической алмазной заготовки, для определения качества поверхности может быть применена глубина надреза алмазного материала. Две эти характеристики связаны с такими параметрами, как полярность заготовки, импульс до и импульс после, напряжение на выходе и пиковый ток. Правильный выбор параметров обработки может обеспечить более высокую скорость удаления материала и небольшую глубину надреза.

Экспериментальные исследования были проведены на станке DM7125 МУВЭР, разработанном Пекинским институтом электро-механической обработки. В качестве

диэлектрической жидкости использовалось разработанное диэлектрическое масло. Поликристаллические алмазные заготовки диаметром более 34 мм были разрушены красным медным электродом. Эксперименты и уровни параметров были разработаны, как показано в таблице 1.

Таблица 1.

Параметры обработки и их уровни				
Параметры обработки	Ед. изм.	Уровни		
		1	2	3
Полярность обработки		Отрицательная	Положительная	
Импульсы включены	μs	22	45	90
Импульсы выключены	μs	55	70	85
Под напряжением	V	100	150	200
Под действием тока	A	14	28	42

Часто используемая характеристика производительности в экспериментах – скорость удаления материала выражается объемом удаляемого материала заготовки за период времени обработки в минутах t . Надрез, который обычно наблюдается на интерфейсе алмазного материала, является самым серьезным дефектом поверхности, ухудшающим качество обработки, хотя его можно устранить после последующего притирания. В этом исследовании глубина надреза может быть определена путем измерения процесса притирки.

Как правило, чем выше скорость удаления материала в процессе МУВЭР, тем лучше производительность обработки. Надрезов трудно избежать из-за плохой обрабатываемости поликристаллического алмазного материала, но чем меньше глубина надреза, тем лучше производительность обработки.

Разработка экспериментов

В этом разделе ортогональный массив использовался для создания нейронной сети и оптимизации рабочих параметров. Чтобы выбрать подходящий ортогональный массив для экспериментов, необходимо вычислить общие степени свободы. В современном исследовании, если пренебречь взаимодействием между параметрами обработки, существует 9 степеней свободы благодаря одному двухуровневому параметру обработки и четырем трехуровневым параметрам обработки в процессе МУВЭР. Поэтому, используется ортогональная матрица L18, поскольку она имеет 17 степеней свободы, превышающую 9 степеней свободы в выбранных параметрах обработки. Этот массив имеет 8 столбцов и 18 строк, и он может обрабатывать один двухуровневый операционный параметр и семь трехуровневых параметров. Каждому параметру обработки присваивается столбец, и требуется 18 комбинаций параметров обработки. Поэтому, для изучения всего диапазона параметров обработки, используя ортогональный массив L18, требуется только 18 экспериментов. Экспериментальная компоновка параметров обработки с использованием ортогональной матрицы L18 предназначена для тестирования разработанной модели.

Выводы

Разработан интегрированный инструмент (NN-GRA-GA) моделирования и анализа процессов для увеличенного взрывного электроразрядного шлифования при обработке поликристаллического алмаза большой площади. Модель нейронной сети процесса была разработана для описания взаимосвязи между параметрами и характеристиками производительности.

Затем была разработана модель генетического алгоритма с использованием модели нейронной сети в качестве функции пригодности для определения оптимальных параметров

процесса. Веса в пригодности функций двух характеристик производительности оценивались с помощью серого реляционного анализа.

Эффективность обработки с использованием оптимальных параметров значительно улучшается, при этом скорость удаления материала увеличивается от 9,11 до 9,75 мм³/мин, а глубина диагонального интерфейса уменьшается до 0,03 от 0,035 мм.

Neural network modelling and parameters optimization of increased explosive electrical discharge grinding process for large area polycrystalline diamond

Nedoshivin I.A., Kairov Y.O.

Bratsk State University, 40 Makarenko str.
razumist1@gmail.com

Keywords: electric discharge grinding, material removal rate, genetic optimization algorithm.

This paper addresses a neural network (NN) model for the increased explosive electrical discharge grinding (IEEDG) process. A genetic algorithm (GA) was then applied to the trained neural network model to determine the optimal process parameter values, in which grey relational analysis (GRA) is conducted to determine the weights of the two performance characteristics. The integrated NN–GRA–GA system was successful in determining the optimal process parameter when obtaining the overall better performance is considered. The results of verification experiments have shown that machining performance in the IEEDG process can be improved effectively through this approach

УДК 621.7.015

Использование количественных показателей производственной технологичности для условий многономенклатурных систем механообработки

Бокова Л. Г.¹, Сергеев С. С.²

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.», ул. Политехническая, 77, г. Саратов, Россия

¹bokovalg@mail.ru, ²spec_account@mail.ru

Ключевые слова: многономенклатурное производство, технологическая подготовка производства, технологическое оборудование, количественные показатели производственной технологичности, система планирования многономенклатурных производственных систем.

В статье представляется анализ производственной технологичности деталей применительно реальным условиям машиностроительного производства. Оценка технологичности деталей проводится для всей номенклатуры деталей, изготовление которых происходит в рассматриваемый интервал времени, с прогнозированием технико-экономических показателей, с целью выработки предложений по формированию

рационального комплекта деталей для сформировавшихся реальных производственных условий. Данные решения выполняются в рамках создания системы планирования многономенклатурных технологических процессов, где предлагается структурная схема вычислительных процедур на основе анализа деталей и производственных условий.

Исследования позволили предложить и обосновать комплект дополнительных показателей к традиционно используемым критериям, для оценки технологичности деталей на этапе технологической подготовки производства в общем жизненном цикле изделий и установить взаимосвязи между этими критериями и эффективностью функционирования механообрабатывающих систем в конкретных производственных условиях.

При создании различных изделий технологу приходится решать две группы задач, одна из этих задач связана с обеспечением данного изделия заданным уровнем технологичности, соответствия его техническим требованиям, заданным характеристикам, и удовлетворения экономических и технологических условий на протяжении всего жизненного цикла изделия. Обычно при разработке стоят задачи снижения затрат на изготовление, энергоёмкости на разработку и обслуживание в процессе эксплуатации и ремонта. В современных реалиях снижение этих показателей является основной целью любого производства, они определяют рентабельность и конкурентоспособность продукта. При оценке технического уровня изделия, обычно используют показатель качества, который можно закладывать в изделие как в процессе разработки конечного продукта, так и при его производстве, и при расчете технологичности, которое направляет на принятие инженерных решений, обеспечивающих достижение технических показателей и требований составляющих элементов и изделия при допустимых экономических затратах, выделенных на создание и эксплуатацию.

Самой сложной и комплексной характеристикой изделия является технологичность, она проявляется в затратах труда, материалов, времени и в общей эффективности производственного процесса на всех его стадиях.

В настоящее время, технологичность занимает важнейшее место при производстве. При повышении технологичности изделия ещё на этапе конструирования повышается выпуск продукции без лишних затрат средств и времени, может повысится рост эффективности всех последующих стадий организаций при его производстве. При оценке и анализе изделия на технологичность выполняется воздействие на конструкцию и свойства изделия с целью обеспечения её технологической рациональности. Результатом этого воздействия при успешном результате должно быть изменение трудоемкости, энергоёмкости, материалоёмкости или других видов ресурсоёмкости изделия.

Вместе с возрастающими потребностями народного хозяйства в новых промышленных изделиях возрастает и потребность в развитии машиностроительного производства с целью повышения его эффективности в условиях частой смены выпуска продукции, это выдвигает на первый план задачу сокращения сроков разработки технологических процессов, технологической подготовки производства и повышения качества проектных решений. Данные задачи можно выполнить только при создании автоматизированных систем технологической подготовки производства, способных приспособлять процесс изготовления изделий к непрерывно изменяющимся производственным условиям и объектам проектирования. Представляя производственную систему как систему по изготовлению деталей, а технологию как одну из ее подсистем, обеспечивающую создание алгоритма функционирования производственной системы, можно сделать вывод, что требуется создание технологии, которая не вносила бы дополнительные ограничения, а была в максимальной степени адаптирована к производству на конкретном предприятии и позволяла бы максимально реализовать возможности производственной системы.

Данный подход имеет принципиальные отличия от известных систем технологической подготовки механообрабатывающих производств:

- полностью формализованы проектные процедуры технологической подготовки производства;
- проектирование технологических процессов ведется с учетом характера производства и возможностью оперативной корректировки технологических процессов в зависимости от изменения производственной ситуации;
- технология изготовления деталей строится с учетом технологических процессов в производственной системе в рассматриваемый интервал времени [1].

К настоящему времени созданы модели и разработаны подсистемы, позволяющие в полностью автоматизировать проектные процедуры создания технологических процессов изготовления деталей типа тел вращения на этапах формирования структуры и содержания технологических операций.

Однако выполнение технологической подготовки производства как этапа технической подготовки невозможно без установления взаимосвязей с предшествующим этапом в логической последовательности создания продукции – конструкторской подготовки. Основой таких взаимосвязей является оценка технологичности изделий, которая обеспечивает наиболее полное использование конструкторско-технологических резервов для решения задач, связанных с повышением технико-экономических показателей изготовления и качества изделий с обеспечением заданных технических требований.

Технологичность конструкции рассматривается как комплексное решение задачи создания конструкции, обеспечивающей возможность использования всех особенностей технологических процессов во времени и пространстве, т.е. относя ее к определенным производственным заданиям и условиям. Под условиями, помимо существующего взгляда на технологичность конструкции машин и ее деталей как функцию их объема выпуска и серийности, предлагается учитывать такую важную составляющую функционирования производственной системы, как подсистему, обеспечивающую технологическую подготовку производства и организационное сопровождение реализации технологического процесса. В рамках производственной системы одновременно производится обработка деталей различных наименований, и эффективность работы системы во многом зависит от технологической совместимости деталей, которая определяется как однотипностью средств технологического оснащения, так и возможностью рациональной реализации процессов изготовления деталей, связанных с ситуационной перестройкой технологических процессов на различных этапах [2,3].

При серьезных изменениях создания и подходов к организации технологического производственных систем, так же и меняются комплект оценочных показателей технологичности изготавливаемых деталей. Технологичность детали зависит от реальных технологических возможностей оборудования в рамках реальных производственных систем, поэтому сформированная в рамках создания системы база данных, отражающая технологические возможности оборудования, позволяет провести анализ и дать количественную оценку соответствия между заданными техническими требованиями на изготовление и возможностями производственной системы. Так же, появляется возможность проведения проверки конструктивных характеристик деталей на возможность их изготовления в рамках конкретной производственной системы с учетом технологических возможностей механообрабатывающего оборудования.

Определение уровня использования технического потенциала оборудования при изготовлении отдельных деталей и всей запланированной номенклатуры деталей должно быть совмещено с оценкой комплекта изготавливаемых деталей по показателю однородности по виду и конструктивным характеристикам поверхностей, как составляющих элементов деталей, и заключением о степени их унификации.

Оценка технологичности конструкции должна вестись на основе показателей, учитывающих возможность многовариантной реализации технологических процессов в реальных производственных условиях. Т.е. показатели должны отражать вероятностный

характер реального процесса изготовления деталей и предоставлять возможность определить предельные значения технологичности.

Методика оценки технологичности деталей должна строиться не для каждой отдельной детали, а для всей номенклатуры деталей, обработка которых происходит в рассматриваемый интервал времени в условиях конкретной производственной системы, с прогнозированием технико-экономических показателей изготовления, с целью выработки предложений по формированию рационального комплекта деталей для сформировавшихся реальных производственных условий [4].

На основании выше представленных требований по совершенствованию оценки технологичности деталей в рамках создания системы планирования многономенклатурных технологических процессов предлагается структурная схема вычислительных процедур на основе анализа деталей и производственных условий на АО «Саратовский агрегатный завод», увязанных с функциональными возможностями производственной системы и технико-экономическими характеристиками ее функционирования.

В качестве примера представлен конструкторский чертеж и его разбиение на элементарные поверхности (рис. 1-4).

При оценке количественных показателей производственной технологичности детали выполняются следующие проектные действия:

- Проверка возможности изготовления конструктивного(ых) элемента(ов) деталей известными в данное время технологическими методами с применением имеющегося в рамках конкретной производственной системы оборудования и оснастки;
- Анализ существующих технологий изготовления конструктивного(ых) элемента(ов) деталей известными в данное время (во время принятия решения).
- Проверка технологических возможностей оборудования, имеющегося в рамках производственной системы, его способность обработать конструктивный(ые) элемент(ы) с заданными параметрами;
- Анализ по геометрическим параметрам конструктивного(ых) элемента(ов).
- Проверка возможности обработки конструктивного элемента детали с данными геометрическими характеристиками (предельные размеры обрабатываемой поверхности);

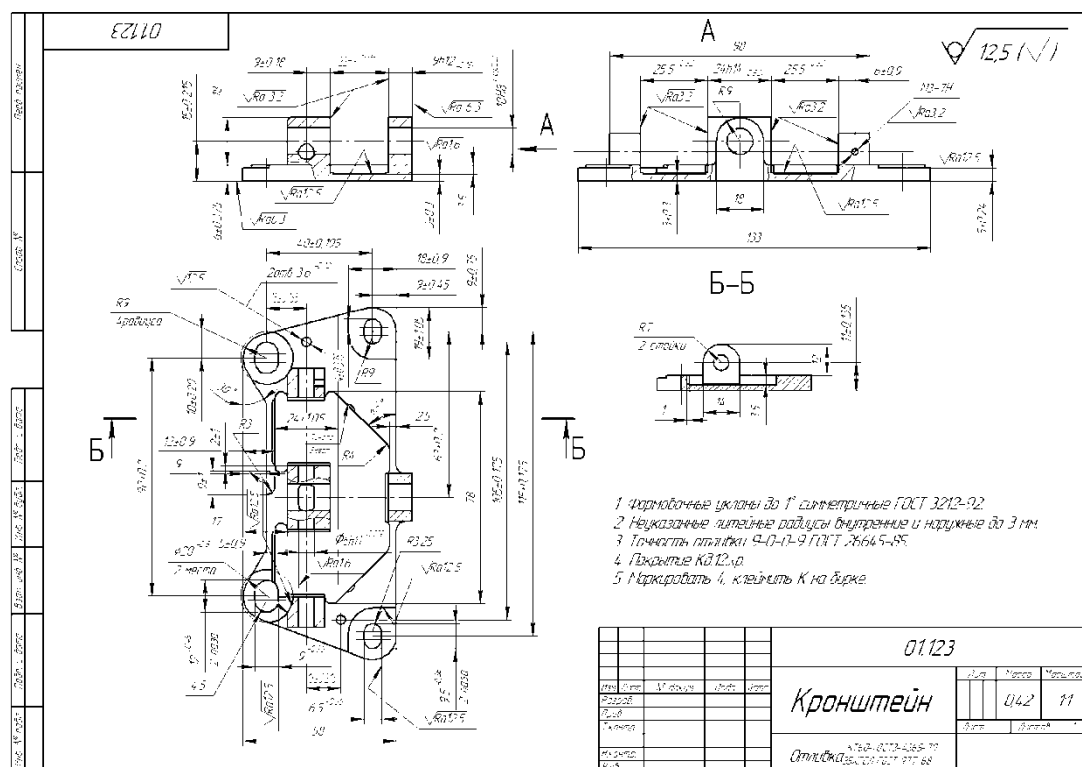


Рис. 1. Чертеж детали «Кронштейн»

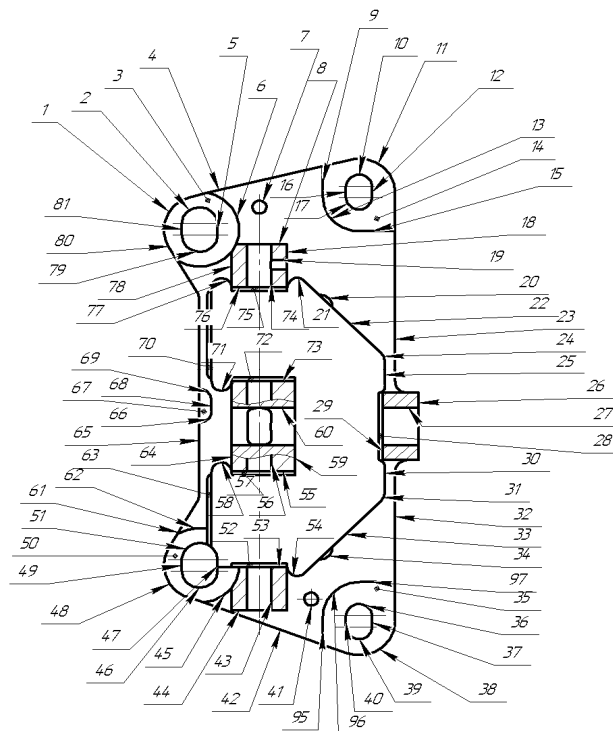


Рис.2. Разбиение детали «Кронштейн» на конструктивные элементарные поверхности

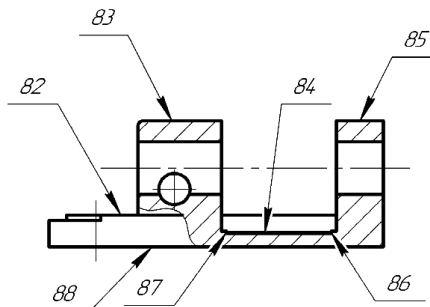


Рис.3. Разбиение детали «Кронштейн» на конструктивные элементарные поверхности.

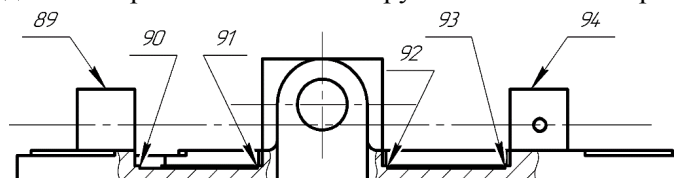


Рис.4. Разбиение детали «Кронштейн» на конструктивные элементарные поверхности

- Проверка возможности обработки конструктивного элемента детали с учетом его геометрических связей с другими конструктивными элементами детали (предельные габаритные размеры детали, геометрические взаимосвязи конструктивных элементов);
- Анализ по заданным характеристикам изготавливаемого конструктивного элемента;
 - Проверка возможности получения поверхности(ей) с заданными точностными характеристиками (размеры, геометрическая форма, взаимное расположение поверхностей. Параметры шероховатости поверхности);
 - Проверка возможности получения поверхности(ей) с заданными характеристиками поверхностного слоя (твердость, внутренние напряжения, структура и т.д.). Результатом проводимого анализа на данном этапе выполнения процедуры по оценке технологичности является отсев деталей, изготовление которых невозможно в условиях рассматриваемой производственной системы с установление причин;
 - Прогнозирование эффективности изготовления конструктивного(ых) элемента(ов) детали в условиях реально складывающейся производственной ситуации;

- Определение степени использования потенциальных возможностей конкретной производственной системы;
- Сравнение с максимальными технологическими возможностями оборудования производственной системы характеристик изготавливаемого конструктивного(ых) элемента(ов);
- Оценка использования функциональных возможностей оборудования с позиций увеличения концентрации технологических операций, максимального использования параллельной обработки и снижения временных затрат на управление технологическими процессами;
- Оценка потенциальных возможностей по концентрации технологических операций;
- Оценка возможности применения параллельной обработки;
- Оценка возможности управления технологическим процессом с применением средств автоматизации;
- Определение соответствия сформированного заказа на изготовление деталей (номенклатура, объем партий) возможностям эффективного функционирования производственной системы;
- Оценка соответствия характеристик конструктивных элементов детали возможности обеспечивать многовариантную реализацию обработки детали в рамках рассматриваемой производственной системы [5,6];

На основе проведенного анализа по данным количественным показателям, была сведена таблица по данной номенклатуре деталей и производственным условиям.

Таблица 1

Результаты определения количественных дополнительных показателей производственной технологичности

Дополнительные количественные показатели производственной технологичности	Наименование деталей					Номенклатура обрабатываемых деталей	Прогнозируемая загрузка технологического оборудования
	Кронштейн	Корпус	Основание	Балка	Опора		
Показатель обрабатываемости материала	0,5	0,6	0,56	0,7	0,68	-	-
Показатель сложности конструкции детали	0,62	0,73	0,7	0,65	0,75	-	-
Коэффициент точности и шероховатости поверхностей детали	0,65	0,72	0,7	0,69	0,73	-	-
Показатель унификации конструктивных элементов	1	1	1	1	1	-	-
Показатель использования материала	0,8	0,68	0,75	0,69	0,73	-	-
Показатель возможности изготовления детали в условиях производственной системы	1	1	1	1	1	1	1
Показатель использования технологического оборудования	0,65	0,52	0,62	0,6	0,58	0,55	-

Показатель однородности по использованию оборудования с позиции увеличения концентрации технологических операций и обеспечения условий для формирования рациональных структур операций	0,60	0,47	0,55	0,45	0,53	0,57	-
Показатель прогнозирования уровня загрузки технологического оборудования	-	-	-	-	-	-	0,81
Показатель многовариантности обработки деталей • при разработке технологических процессов • при реализации технологических процессов	0,48	0,57	0,62	0,45	0,52	0,56	-
	0,56	0,52	0,46	0,38	0,54	0,42	-

Результатом проводимого анализа на данном этапе выполнения процедуры по оценке технологичности является прогнозирование технико-экономических показателей функционирования производственной системы при изготовлении детали «Кронштейн». Проведенные исследования позволили предложить и обосновать комплект дополнительных к традиционно используемым критериев для оценки технологичности деталей на этапе их производства в общем жизненном цикле изделий и установить взаимосвязи между этими критериями и эффективностью функционирования механообрабатывающих систем в конкретных производственных условиях.

Литература:

1. Zhang, W.J. and Xie, S.Q., 2007. Agent technology for collaborative process planning: a review. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 32 (3-4), 315-325.
2. Схиртладзе А.Г. Система показателей для количественной оценки производственной технологичности конструкции изделий / А.Г. Схиртладзе, А.Ю. Мороз // Все материалы. Энциклопедический справочник - 2016. № 6 - С. 52-59.
3. Рахмилевич Е.Г. Проблемы автоматизации оценки производственной технологичности деталей изделий ракетно-космической техники на этапе технологической подготовки производства / Е.Г. Рахмилевич, Е.С. Юрцев // Все материалы и технологии для ракетно-космической и авиационной техники. Материалы молодежной конференции – 2012. – С. 106-113.
4. Бокова Л.Г. Структура оценки производственной технологичности деталей в многономенклатурных механообрабатывающих системах // Вестник Саратовского государственного технического университета. - 2011. – Т. 2. N 2 (56). - С. 27-31.
5. Бокова Л.Г. Разработка показателей для оценки производственной технологичности деталей в системе планирования технологических процессов механообработки / Л. Г. Бокова, П. Ю. Бочкарев // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. - 2015. - № 3-1 (33-1). - С. 29-35.
6. Бочкарев П.Ю. Оценка производственной технологичности: учеб. пособие / П. Ю. Бочкарев, Л. Г. Бокова. - СПб.: Изд-во "Лань", 2017. - 132 с.

The use of quantitative indicators of industrial manufacturability for the conditions of multi-nomenclature machining systems

Bokova L.G.¹, Sergeev S.S.², Bochkarev P.Yu.³

FGBOU VO Yuri Gagarin State Technical University of Saratov Politechnicheskaya str., 77, Saratov, Russian Federation

¹bokovalg@mail.ru, ²spec_account@mail.ru, ³bpy@mail.ru

Keywords: multinomenclature production, technological preparation of production, technological equipment, quantitative indices of industrial manufacturability, planning system for multinomenclature production systems.

The article is the analysis of industrial process ability detail with reference to the real conditions of engineering production. Evaluation process ability parts held for the entire range of parts which manufacture takes place in a given time interval, feedforward technical and economic indicators, with a view to proposing the formation of a set of rational formed parts for actual production conditions. These decisions are carried out as part of a planning system multinomenclature process serving a block diagram of computational procedures based on the analysis of parts and production conditions.

The research allowed offering and justifying the set of additional indicators to the criteria traditionally used to evaluate the manufacturability of parts on the stage of technological preparation of production in the total product lifecycle, and establish the relationship between these criteria and the performance of mechanical processing systems for specific production conditions.

УДК 621.7.015

Формирование базы технологических знаний для производственных механообрабатывающих систем

Бокова Л. Г.¹, Чепель И.А.², Бочкарев П. Ю.³

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.», ул. Политехническая, 77, г. Саратов, Россия

¹bokovalg@mail.ru, ²chepel2016@mail.ru, ³bpy@mail.ru

Ключевые слова: технологическое оборудование, технологическая подготовка производства, система планирование технологических процессов.

В статье представлено формирование базы данных по технологическим возможностям имеющегося в производстве механообрабатывающего оборудования. Формирование базы данных по технологическим возможностям имеющегося оборудования, является важной частью информационного обеспечения системы планирования технологических процессов. В ней систематизируется информация об оборудовании и представляется в удобной форме, что позволяет выбрать наиболее подходящее оборудование для конкретного производства.

При изменении производственных условий вносятся корректировки содержащейся в базе данных информации, либо база данных по технологическим возможностям оборудования дополняется сведениями, необходимыми для разработки технологических операций в данных условиях. Благодаря автоматизированному банку данных системы

планирования технологических процессов возможно сократить время на разработку технологического процесса, исходя из реально складывающихся условий предприятия.

В настоящее время вопрос автоматизации проектирования технологических операций остается актуальным, так как на производстве работа технолога остается наиболее трудоемкой и востребованной. Кроме этого также, возрастают и потребности в новых промышленных изделиях. Оба этих фактора обуславливают тенденцию развития производства по пути повышения эффективности в условиях частой сменяемости выпускаемой продукции. В связи с данной тенденцией на первый план выдвигаются задачи уменьшения сроков разработки технологических процессов, технологической подготовки производства и повышения качества проектных решений.

Решение данных задач возможно только при создании автоматизированных систем, специализированных на технологической подготовке производства, способных также приспособливать процесс изготовления к изменяющимся условиям производства.

Важным этапом автоматизации проектирования технологических операций является формирование базы данных по технологическим возможностям имеющегося оборудования, которая является важной частью информационного обеспечения системы планирования технологических процессов, [1-4] также в ней систематизируется информация об оборудовании и представляется в удобной форме, что позволяет выбрать наиболее подходящее оборудование для конкретного производства.

Задача планирования технологического процесса представляет собой ни что иное как составление плана изготовления деталей. Сам же технологический процесс- это действия по изменению формы, размеров и последующему определению состояния изделия, а именно: качества поверхности и других специальных технических требований, определяемых в конструкции.

В первую очередь происходит занесение данных о деталях и заготовках в автоматизированный банк данных системы планирования технологических процессов.

Рассмотрим этот процесс на примере детали предоставленной АО «КБПА».

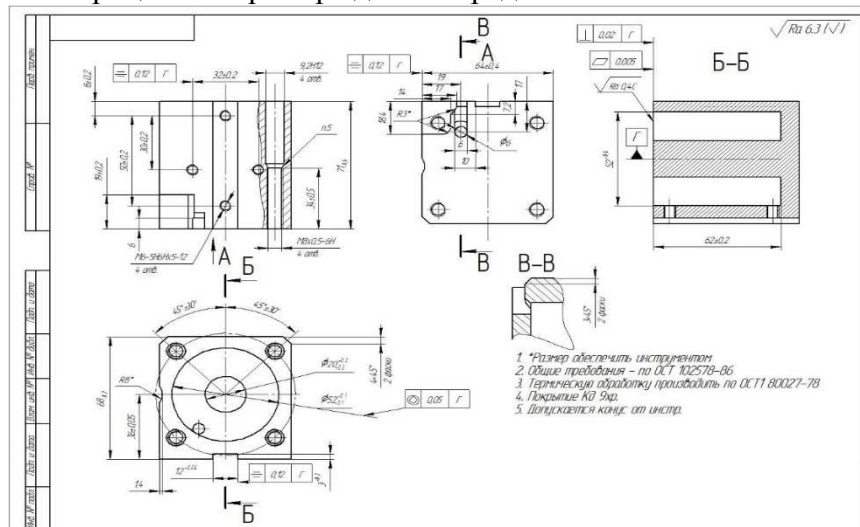


Рис.1.Чертеж детали,предоставленный АО «КБПА»

Занесение данных о детали происходит в пять этапов:

- занесение общих сведений о детали;
- ввод данных об элементарных поверхностях, составляющих деталь;
- занесение информации о требованиях к отклонениям от геометрической формы;
- ввод данных о размерных связях между элементарными поверхностями;
- занесение информации о требованиях к взаимному расположению элементарных поверхностей.

В качестве основных полей описания общих сведений выступают:

- Наименование детали – заполняется соответственно названию детали, обозначенному на конструкторском чертеже.
- Марка материала – заполняется в соответствии с указанием на конструкторском чертеже детали и требованием ГОСТов по записи марок материалов.
- Масса детали – заносится масса детали в килограммах.
- Возможность изготовления центровых технологических отверстий – заполняется в соответствии с конструкцией изготавливаемой детали.

Далее для занесения информации деталь разбивается на элементарные поверхности в соответствии с классификацией.[5]

В качестве обязательной информации о каждой элементарной поверхности заносится: номер поверхности – порядковый номер элементарной поверхности в рамках одной детали, устанавливается в последовательности кодировки поверхностей; код элементарной поверхности – заполняется в соответствии с классификацией элементарных поверхностей; координаты нулевой точки элементарной поверхности – характеризуют положение поверхности относительно нулевой точки детали (нулевая точка детали совпадает с нулевой точкой элементарной поверхности, имеющей крайнее левое положение на главном виде чертежа детали и расположенной на оси симметрии); использование в качестве конструкторской базы – заносится информация, отражающая функциональную роль элементарной поверхности в плане ориентации детали в сборочной единице.

Далее для каждой элементарной поверхности заносятся данные о ее размерных характеристиках. В качестве данных о размерных характеристиках используются: номинальный размер – заносится номинальный размер, указанный на чертеже; качество – заносится качество точности, предъявляемый к этому размеру; максимальное отклонение – заносится верхнее предельное отклонение для указанного номинального размера; минимальное отклонение – заносится нижнее предельное отклонение для указанного номинального размера.

В качестве данных о размерных связях с другими элементарными поверхностями детали выступают: номер связанной поверхности – заносится номер поверхности, с которой у рассматриваемой поверхности имеется размерная связь; номинальный размер – заносится номинальный размер, указанный на чертеже.

В качестве данных о требованиях к взаимному расположению элементарных поверхностей выступают: номер связанной поверхности – заносится номер поверхности, с которой у рассматриваемой поверхности имеется требование к взаимному расположению; код вида расположения – заносится код взаимного расположения в соответствии с основными видами допусков расположения поверхностей; предельное отклонение – заносится предельное значение отклонения от требуемого вида взаимного расположения поверхностей.

В дальнейшем формируется база данных по технологическим возможностям имеющегося оборудования, имеющая следующую структуру.

1. Исходные данные для заполнения базы данных.

1.1. Наименование оборудования и его основные технические характеристики, такие как: размеры рабочей поверхности стола, частоты вращения шпинделя, число и значение подач и так далее. Эти данные определяются из паспортных данных для каждого вида фрезерного оборудования.

1.2. Вид и предельные размеры обрабатываемой элементарной поверхности, а также максимальная точность обработки поверхности на данном оборудовании. Виды элементарных поверхностей определяются после анализа конструктивных и технологических особенностей деталей типа вращения, обрабатываемых на оборудовании фрезерной группы. В дальнейшем формируется набор схем элементарных поверхностей для деталей типа тел вращения, обрабатываемых на фрезерном оборудовании.

Для идентификации служат уникальные четырехзначные коды, соответствующие каждой схеме. У каждой элементарной поверхности имеется нулевая точка O , служащая для

задания размерных соотношений между всеми элементарными поверхностями обрабатываемой детали. Нулевая точка – это проекция крайней левой точки элементарной обрабатываемой поверхности на ось поверхности вращения. Относительно нулевой точки задаются угловые и линейные размеры элементарной поверхности.

1.3. Вид элементарной поверхности заготовки, предельные требования к размерным характеристикам элементарной поверхности заготовок, а также характеристики поверхностного слоя заготовки.

1.4. Виды базовых поверхностей требования к их взаимному расположению, а также к их размерным и точностным характеристикам.

Установку и закрепление заготовок с указанными схемами базирования осуществляют с помощью универсальных станочных приспособлений для оборудования фрезерной группы.

1.5. Вид приспособления и его технические характеристики.

В ходе работы была сформирована база данных по технологическим возможностям оборудования фрезерной группы для детали, предоставленной АО «КБПА».

В базу данных по технологическим возможностям оборудования фрезерной группы САПЛТП заносятся полученные данные и информация о технических характеристиках оборудования фрезерной группы и установочно-зажимных приспособлений[6].

Таким образом, для каждого сочетания «станок – приспособление» формируются схемы наладок, на основе которых будут определяться предельные размеры элементарных обрабатываемых поверхностей, максимально достижимая точность обработки, размерные и точностные требования к поверхностям заготовок и базовым поверхностям.

Кроме этого стоит отметить, что задача по формированию базы данных по технологическим возможностям оборудования весьма трудоемка и решается на этапе разработки системы планирования технологических процессов, что позволяет избежать дополнительных затрат времени на заполнение базы данных в условиях реального производства. При изменении производственных условий лишь вносятся корректировки содержащейся в базе данных информации, либо база данных по технологическим возможностям оборудования дополняется сведениями, необходимыми для разработки технологических операций в данных условиях.

Результатом формирования базы данных по технологическим возможностям оборудования фрезерной группы в условиях действующего производства, а также кодирования предоставленной данной компанией детали, стали: возможность предложения новых проектных решений для АО «КБПА», перспектива уменьшения сроков разработки технологических процессов, технологической подготовки производства.

Литература:

1. Бочкарев П.Ю. Проектирование технологических операций механообработки в системе планирования технологических процессов / В. В. Шалунов , Л. Г. Бокова // Вестник Саратовского государственного технического университета. - 2009. - N 40. - С. 46-54
2. Бочкарев П.Ю. Разработка операционных технологий в системе планирования технологических процессов / В. В. Шалунов , Л. Г. Бокова // Инновации, качество и сервис в технике и технологиях : материалы I междунар. науч.-практ. конф., 22-23 мая 2009 г. / КГТУ. - Курск, 2009. - Ч. 1. - С. 46-48
3. Митин С.Г. Автоматизация разработки фрезерных операций в системе планирования многономенклатурных технологических процессов / П. Ю.Бочкарев// ActaUniversitatisPonticaEuxinus: междунар. науч. журн. - 2011. - Спец. вып.: Стратегия качества в промышленности и образовании : сб. материалов VII междунар. конф., 3-10 июня 2011 г., Варна, Болгария: в 3 т., Т. 2. - С. 185-187.
4. Salehi,M. and Tavakkoli-Moghaddam, R., 2009. Application of genetic algorithm to computer-aided process planning in preliminary and detailed planning. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 22 (8), 1179-1187.
5. Разманов И. А. Обоснование системы показателей для оценки уровня проектных решений различных этапах подготовки многономенклатурных производств / И. А. Разманов, С. Г.Митин//

Наука, образование и инновации: сб. ст. Междунар. науч.-практ. конф., г. Томск, 25 июня 2016 г.: в 4 ч. - Томск, 2016. - Ч. 4. - С. 180-182.

6. Митин С.Г. Разработка методики и программы расчета вероятного времени механической обработки деталей / С. Г.Митин, И. А. Разманов // Исследование сложных технических и технологических систем: сб. науч. трудов / СГТУ. - Саратов, 2017. - С. 115-120.

Formation of the base of technological knowledge for industrial mechanical processing systems

Vokova L.G.¹, Chepel I.A.², Bochkarev P.Yu.³

Yuri Gagarin State Technical University of Saratov Politechnicheskaya str., 77, Saratov, Russian Federation

¹bokovalg@mail.ru, ²chepel2016@mail.ru, ³bpy@mail.ru

Key words: technological equipment, technological preparation of production, system of planning technological processes.

The article presents the formation of a database on the technological capabilities of the existing machining equipment. Forming a database on the technological capabilities of existing equipment is an important part of the information support of the process planning system. It systematizes information about the equipment and is presented in a convenient form, which allows you to choose the most suitable equipment for a particular production. When the operating conditions are changed, corrections are made to the information contained in the database, or the database on technological capabilities of the equipment is supplemented with information necessary for the development of technological operations in the given conditions. Thanks to the automated data bank of the process planning system, it is possible to shorten the time for the development of the technological process, proceeding from the developing conditions of the enterprise.

УДК 621.792

Автоматизация восстановления рабочего колеса братской ГЭС

Е.Д.Лосев^{1а}, А.А.Свинарев², С.В.Мишуров², А.В.Белкина², А.С.Степина²

¹Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

²Лицей 1, ул. Погодаева, 8, Братск, Россия

^а_elk_@mail.ru

Ключевые слова: ГЭС, гидроэлектростанция, рабочее колесо, износ рабочего колеса, кавитация, ремонт агрегата, сварка, автоматическая сварка в среде защитных газов, 3D сканер.

Работа ГЭС основана на использовании кинетической энергии падающей воды. Для преобразования этой энергии применяются рабочее колесо и генератор. Основной причиной износа рабочего колеса является кавитация. Наиболее затратными по времени в процессе ремонта являются: разборка и сборка агрегата; восстановление рабочего колеса. Целью проекта является сокращение времени ремонта за счёт применения автоматизации. Для восстановления поверхности предлагается использовать полуавтоматическую сварку в среде защитных газов. Для измерения геометрических параметров лопатки рабочего колеса

предлагается использовать сканер HP-L-20.8. Он имеет скорость сканирования 150000 точек в секунду и точность измерения 0,009 мм. Перемещения сканера параллельно поверхности лопатки рабочего колеса будет осуществляться с помощью 6 осевой манипулятор Kawasaki RA10L. В дальнейшем с помощью этого манипулятора осуществляется автоматическая сварка в среде защитных газов изношенной области. Предлагаемый технологический процесс позволит сократить время ремонта гидроагрегата, снизить трудоёмкость ремонтно-восстановительных и увеличить точность восстановления поверхностей рабочего колеса за счёт применения прогрессивных методов ремонта и контроля с элементами автоматизации.

Братская ГЭС – вторая из каскада гидроэлектростанций на Ангаре, одна из крупнейших ГЭС России. В настоящее время 18 агрегатов суммарной мощностью в 4,5 миллиона киловатт позволяют ежегодно выдавать до 30 миллиардов кВт*ч электроэнергии. Работа гидроэлектростанций основана на использовании кинетической энергии падающей воды. Для преобразования этой энергии применяются рабочее колесо и генератор.

Цель проекта – уменьшить время ремонта гидроагрегата и снизить трудоёмкость ремонтно-восстановительных работ за счёт применения прогрессивных методов ремонта и контроля с элементами автоматизации.

Работа разделена на 3 этапа: выбор метода восстановления поверхности; выбор метода контроля геометрических параметров лопатки турбины и выбор средств автоматизации данных процессов.

Рабочее колесо изготовлено из стали 08X15H4ДМЛ, имеет размеры 2,4 х 6,0 м. и массу 83 т. (рис. 1)

Во время работы гидротурбины в потоке воды образуются небольшие вакуумные пузырьки. Они быстро лопаются. Если это происходит вплотную к лопасти, из неё вырываются микрочастицы металла. Это явление называется кавитацией и вызывает износ рабочего колеса [1,2]. Наибольшая интенсивность износа наблюдается на задней поверхности лопатке в месте, где поток воды срывается с соседней лопатки (рис. 2). Каждые 6 лет производится плановая остановка агрегата с целью его ремонта.



Рис. 1. Рабочее колесо братской ГЭС.



Рис. 2. Износ поверхности лопатки рабочего колеса.

Технологический процесс ремонта агрегата состоит из: его разборки, извлечение элементов, ремонта и сборки (рис. 3). Продолжительность ремонта должна составлять не более 3 месяцев.

В процессе ремонта рабочее колесо извлекается из агрегата и устанавливается на пол машинного отделения. Далее производится зачистка поверхностей, контроль на наличие трещин методами магнитопорошковой дефектоскопии и восстановление поверхностей методами наплавки.[3]

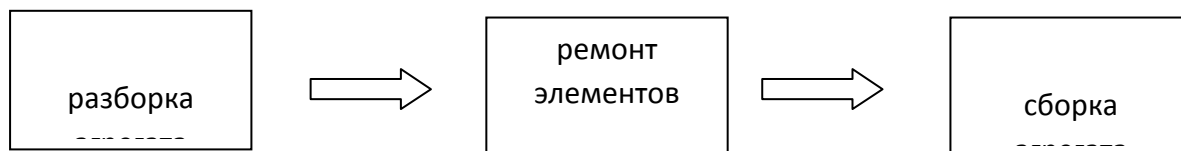


Рис. 3. Технологический процесс ремонта рабочего колеса.

Лопатки рабочего колеса имеют сложную пространственную конфигурацию. Одной из проблем является контроль их геометрических параметров и восстановление исходной поверхности с заданной точностью. В настоящее время используется трудоёмкий метод контроля с помощью лекал с последующим восстановлением ручной дуговой сваркой штучными плавящимися электродами. Далее производится шлифовка поверхности.

Нами был проведен анализ методов восстановления данной детали среди которых следует выделить следующие: электродуговая сварка, плазменная сварка и лазерная сварка [4,5]. Процесс наплавки состоит из: расплавления основного металла, расплавление присадочного материала, защита сварочной ванны от окисления. Среди перечисленных методов наиболее подходящим является полуавтоматическая сварка в среде защитных газов. Для осуществления данного метода не требуется дорогостоящее оборудование и он легко поддается автоматизации.

Следующим этапом стал поиск средств измерения геометрических параметров лопатки турбины. Нами были рассмотрены методы измерения сложных геометрически поверхностей среди которых наиболее перспективными является 3D сканирование.

Существует 3 способа 3D-сканирования: контактный, пассивный и активный [6, 7]. При контактном методе сканер “ощупывает” деталь и составляет модель поверхности. Данный метод неудобен для крупных объектов требует больших временных затрат для создания точной модели. Пассивный метод для получения 3D модели использует 2D изображения полученные с помощью камер. Он имеет низкую точность. При активном методе сканирования на поверхность направляется луч (чаще всего лазерный) и по времени прошедшему от момента отправки до момента возвращения определяется расстояние от сканера до точки поверхности. Данный метод является наиболее точным и наиболее производительным [8].

Лопатка турбины представляет собой сложную гидродинамическую поверхность измерение которой затруднено вследствие небольшого расстояния между соседними лопатками в рабочем колесе. Для автоматизированного создания 3D модели сканер должен быть установлен на манипулятор, имеющий 6 степеней свободы и перемещаться параллельно поверхности лопатки турбины. По чертежам рабочего колеса нами была создана эталонная 3D модель, которая будет использована для генерации управляющей программы манипулятора (рис. 4).

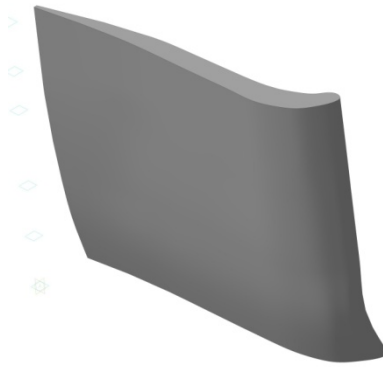


Рис. 4. 3D модель лопатки рабочего колеса.

Перед сканирование настраивается шаг, так же есть возможность ограничить область сканирования с целью сокращения времени работы сканера. Результатом сканирования является облако точек из которого создаётся модель лопасти рабочего колеса [9].

Модель области, которую необходимо наплавить получается вычитанием из эталонной модели отсканированной лопасти. Используя полученный результат, генерируется управляющая программа для автоматической сварки.

Для осуществления операций сканирования и наплавки предполагается использовать манипулятор Kawasaki RA10L. Он имеет необходимые 6 степеней свободы и достаточную зону досягаемости. Его точность позиционирования 0,06 мм (рис. 5).

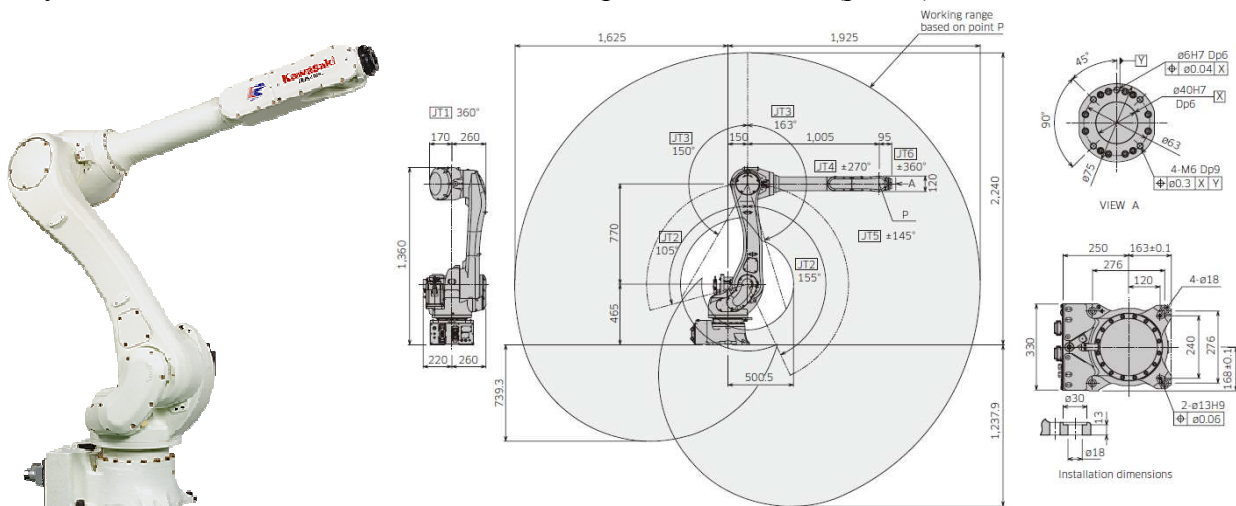


Рис. 5. Манипулятор Kawasaki RA10L.

Роботизированный сварочный комплекс состоит: из источника сварочного тока с цифровым управлением ESAB Mig 5002с, механизма подачи проволоки Aristo RoboFeed 3004HW, горелки для узких щелей Aristo RoboFeed 3004HW, цифрового контроллера Aristo W8, баллона с газом и соединительных шлангов и проводов.

Для получения 3D модели лопасти рабочего колеса предлагается использовать сканер 3D сканер HP-L-20.8. Он имеет скорость сканирования 150000 точек в секунду и точность измерения 0,009 мм

Предлагаемый технологический процесс ремонта состоит из следующих этапов:

- производится неполная разборка агрегата;
- в спиральной камере под рабочим колесом возводится временное перекрытие;
- через отверстие в валу на перекрытие спускается технологическое оборудование;
- производится зачистка изношенных мест на лопатках турбины;
- на манипулятор устанавливается сканер и производится сканирование первой лопатки рабочего колеса, сканер снимается;

- не изменяя положение установки манипулятора, производится наплавка изношенной области;
- процесс сканирования и наплавки повторяется;
- технологическое оборудование поднимается;
- временное перекрытие разбирается;
- производится сборка агрегата.

Предлагаемый технологический процесс поводит сократить время ремонта гидроагрегата, снизить трудоёмкость ремонтно-восстановительных и увеличить точность восстановления поверхностей рабочего колеса за счёт применения прогрессивных методов ремонта и контроля с элементами автоматизации.

Литература:

1. Пылаев Н. И., Эдель Ю. У. Кавитация в гидротурбинах - Л., Машиностроение, 1974.
2. Тарасов В. Н. Физические механизмы кавитационной эрозии //Техническая акустика. – 2015. – Т. 15.
3. Габайдулин Д. Ю., Гречнева М. В. Возможности восстановления лопастей гидротурбин, поврежденных кавитацией //Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2012. – №. 12 (71).
4. Пантелеенко Ф. И., Лялякин В. П., Иванов В. П. Восстановление деталей машин. – М. : Машиностроение, 2003.
5. Голубев И. Г. Восстановление деталей машин (Состояние и перспективы) //М.: ФГНУ «Росинформагротех». – 2010.
6. Уваров К. А., Борисов А. П. Анализ методов 3D-сканирования и разработка 3D-сканера //Современный взгляд на будущее науки. – 2016. – С. 76-79.
7. Шведова Л. Е., Якустиди М. В. Характеристика основных методов 3D-сканирования //I региональная научно-практическая конференция «Векторы развития информационных технологий: перспективы и направления». – 2017. – С. 25.
8. Ситник О. С., Цыганков А. Н., Дудник Е. А. Моделирование 3D-объекта методом лазерного сканирования //Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы. – 2015. – С. 67-71.
9. Лысыч М. Н., Шабанов М. Л., Романов В. В. Оборудование для 3D сканирования //Современные наукоемкие технологии. – 2014. – №. 12-2. – С. 170-174.

Automation of the restoration of the impeller of the brotherly hydropower plant

E.D.Losev^{1a}, A.A.Svinarev², S.V.Mishurov², A.V.Belkina², A.S.Stepina²

¹Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, Russian Federation

²Lyceum 1, 8 Pogodaeva st., Bratsk, Russian Federation

^a_elk_@mail.ru

Key words: Hydropower plant, hydroelectric power station, impeller, impeller wear, cavitation, unit repair, welding, automatic welding in shielding gases, 3D scanner.

The work of the hydropower plant is based on the use of the kinetic energy of the falling water. To convert this energy, the impeller and generator are used. Cavitation is the main cause of impeller wear. The most costly about the time in the repair process are: disassembly and assembly of the unit; impeller restoration. The aim of the project is to shorten the repair time due to automation. To restore the surface it is proposed to use semi-automatic welding in a protective gas environment. To measure geometric parameters of the impeller blade, it is proposed to use the HP-L-20.8 scanner. It has a scanning speed of 150,000 dots per second and a measurement accuracy of 0.009 mm. Moving the scanner parallel to the surface of the blade of the impeller will be carried

out using a 6-axis manipulator Kawasaki RA10L. Later with the help of this manipulator, automatic welding of the worn out area takes place in the protective gas environment. The proposed technological process will reduce the repair time of the hydraulic unit, reduce the laboriousness of repair and recovery and increase the accuracy of recovery of impeller surfaces due to the use of advanced repair and control methods with automation elements.

УДК 621.9.02.

Фрезерование титановых сплавов концевыми фрезами с волнообразными лезвиями

Губайдулина Р.Х.^{1,a}, Петрушин С.И.^{1,b}, Хвостенко Т.С.^{1,c}

¹Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Проспект Ленина 30, г. Томск, Россия

^avictory_28@mail.ru, ^bpsi@tpu.ru, ^ctsh2@tpu.ru

Ключевые слова: титановый сплав, фреза волнообразная, фрезерование, геометрия фрезы.

В работе показано, что обработка титановых сплавов представляет собой наиболее сложную задачу в обработке металлов резанием. Ведущие фирмы мира занимаются этой проблемой, так как титановые сплавы являются основой авиакосмической промышленности. В работе исследованы быстрорежущие фрезы для обработки титановых сплавов, имеющие волнообразную режущую кромку на зубе. Следующий зуб фрезы сдвинут на полшага. Это приводит к уменьшению силовой нагрузки наклепа обработанной поверхности. Предложена аналитическая методика анализа геометрии концевых фрез с волнообразными лезвиями для фрезерования титановых сплавов. Установлено на основе проведения силовых и стойкостных исследований волновых фрез их преимущество по сравнению со стандартными, а, именно, они имеют меньшую удельную силовую нагрузку, большую стойкость и меньший наклеп поверхностного слоя.

Введение

В настоящее время содержание титановых сплавов в конструкциях современной авиакосмической промышленности составляет около 15% [1]. При этом большая часть изделий обладает сложной пространственной формой, имеет множество карманов и тонких стенок, например, стойки шасси самолетов. В результате при обработке резанием в стружку может уходить до 90% обрабатываемого металла, а операции чернового и чистового фрезерования занимают 60-80 % от всей трудоемкости механической обработки. Коэффициент относительной обрабатываемости по отношению к стали 45 в зависимости от марки титанового сплава составляет 0,2 – 0,45 [2]. Поэтому, совершенствование режущего инструмента для обработки титановых сплавов представляет собой актуальную задачу.

Наиболее крупными производителями, специализирующихся на производстве фрез для обработки титановых сплавов, являются следующие компании: Minicut International Inc. (Канада), Hanita metal works (Израиль), Melin Tool Company (США), Dauphin Precision Tool (США), ООО «ПК МИОН» (Россия) и др. [3,4]. Так фрезы LIST M фирмы Minicut, предназначенные для черновой обработки титановых сплавов и других труднообрабатываемых материалов, имеют заднюю поверхность с выкружками, чередующимися в шахматном порядке от зуба к зубу, что обеспечивает деление срезаемого слоя и эффективное дробление стружки, а также способствует повышению

производительности [5]. Зубья фрез серии Crest-Kut типа KPSC и KPAC фирмы Weldon (США), предназначенных для черновой и чистовой обработки авиационных материалов, выполнены таким образом, что развертка режущей кромки является синусоидой, которая способствует удалению стружки из зоны резания и повышению качества обработанной поверхности [6]. Аналогичную конструкцию имеют фрезы серии Aero-Cut типа CCAC4 и CCAC6 фирмы Melin [7]. Фрезы серии WavCut фирмы Hanita (Израиль) предназначены для обработки титановых сплавов и нержавеющей сталей, в том числе при большой ширине фрезерования, имеют переменный угол наклона стружечных канавок, за счет чего обеспечивается повышение производительности и улучшается отвод стружки из зоны резания [8]. В основном эти фрезы выполняются из быстрорежущих сталей и цельными. Существуют конструкции концевых фрез с механическим креплением многогранных пластин, но они сложны в изготовлении и вследствие больших диаметров являются не универсальными в применении.

Методика и результаты исследований

Концевые фрезы, выпускаемые ООО «Промышленной компанией МИОН» г. Томск для обработки титановых сплавов, имеют волнообразную режущую кромку и переменный угол наклона стружечных канавок (рис. 1).

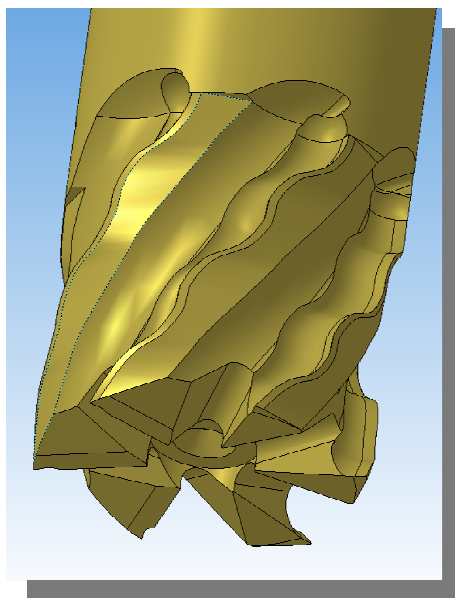


Рис.1. Внешний вид волнообразной фрезы ООО «Промышленной компании МИОН».

Данная фреза имеет следующие конструктивные особенности:

1. Режущая кромка каждого зуба находится на цилиндрической образующей фрезы, что позволяет применять ее для чистового фрезерования.
2. В отличие от известных конструкций волна каждого последующего зуба сдвинута вдоль оси по отношению к предыдущей волне на определенную величину.
3. За счет специальной заточки передний угол на зубе имеет примерно постоянную величину.

На рис.2 показано изменение геометрических параметров на одном зубе фрезы, полученное путем рассечения 3D-модели фрезы. Из него следует, что в зависимости от расстояния вдоль оси углы режущей части периодически изменяются. Следующий зуб сдвинут на полшага, что приводит к колебанию величин углов резания в противофазе.

Сдвиг волн зубьев позволяет изменить схему срезания припуска под обработку. Каждый участок последующего зуба срезает стружку в другом направлении по сравнению с предыдущим и лезвие идет в менее наклепанном направлении, что приводит к снижению удельной нагрузки на единицу длины режущей кромки. Такое уменьшение нагрузки должно

приводить к уменьшению наклепа обработанной поверхности титанового сплава и к повышению стойкости фрезы. Подобное «разноугольное» резание наибольший положительный эффект будет иметь при величине сдвига, равном половине волны, когда каждые два смежных зуба имеют максимально разный угол наклона режущей кромки.

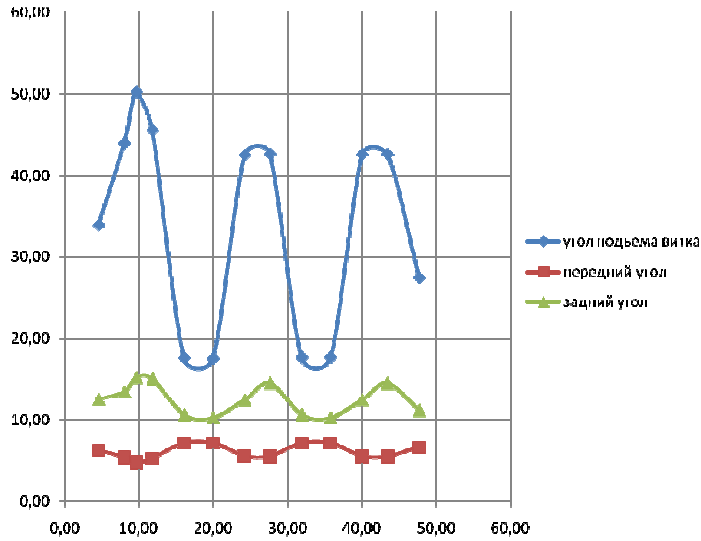


Рис. 2. Изменение геометрии лезвия зуба фрезы вдоль оси

Отличие концевой фрезы с волнообразными режущими кромками от стандартной состоит в том, что на цилиндрической части углы режущего клина в каждой точке кромки имеют различные значения в связи с переменностью угла наклона лезвия λ .

Рассмотрим задачу расчета главного заднего угла лезвия в произвольной точке А. Исходными данными для этого анализа являются (рис.3.): угол наклона волны – ω ; угол наклона волнообразной кромки в точке А – λ_a^A ; главный передний угол в нормальном сечении фрезы – γ_N задний угол в осевом сечении фрезы – α_0 .

Необходимо определить: угол наклона режущей кромки в точке А в статической системе координат(1) – λ_n^A , главный задний угол в точке А в статической системе координат – α_N^A .

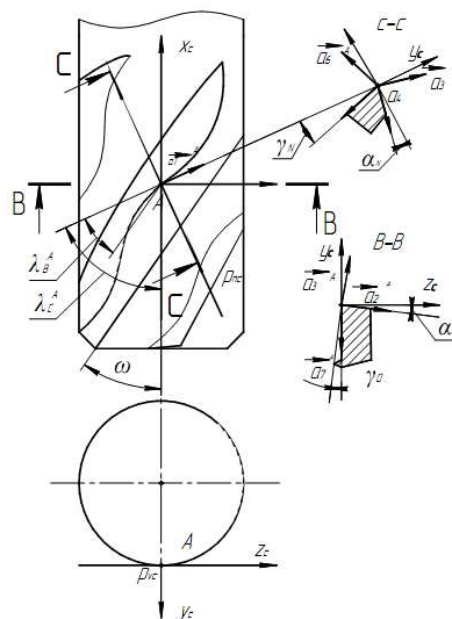


Рис.3. Схема к анализу геометрии волновой фрезы

На рис.3 показана режущая часть концевой фрезы с волнообразными кромками. Статическая система координат в точке А $x_c y_c z_c$ согласно определения [9] задана таким образом, что ось x направлена вдоль оси фрезы, ось y – по радиусу фрезы, а ось z – касательно к окружности. Эти оси образуют правую систему координат. Через точку А проведена также статическая основная плоскость P_{vc} , перпендикулярная к вектору скорости резания, статическая плоскость резания $D_{тн}$, касательная к режущей кромке и статическая главная секущая плоскость D_{nc} , перпендикулярная к P_{vc} и $D_{тн}$.

Из искомым геометрических параметров угол наклона режущей кромки в точке А определится суммой:

$$\lambda_c^A = \omega \pm \lambda_b^A \quad (1)$$

В построенных координатах единичный направляющий вектор режущей кромки в точке А будет равен:

$$\bar{a}_1^A = \cos \lambda_c^A \cdot \bar{i}_c + \sin \lambda_c^A \cdot \bar{k}_c \quad (2)$$

Единичный направляющий вектор касательный к задней поверхности фрезы в сечении В-В имеет следующий вид (см. рис.1):

$$\bar{a}_2^A = -\sin \alpha_0 \cdot \bar{j}_c + \cos \alpha_0 \bar{k}_c \quad (3)$$

Тогда нормаль к задней поверхности \bar{a}_3^A определится векторным произведением:

$$\begin{aligned} \bar{a}_3^A = \bar{a}_2^A \times \bar{a}_1^A &= \begin{pmatrix} i_c & \bar{j}_c & \bar{k}_c \\ 0 & -\sin \alpha_0 & \cos \alpha_0 \\ \cos \lambda_c^A & 0 & \sin \lambda_c^A \end{pmatrix} = \\ &= (-\sin \alpha_0 \cdot \sin \lambda_c^A \cdot \bar{i}_c + \cos \alpha_0 \cdot \cos \lambda_c^A \cdot \bar{j}_c + \\ &+ \sin \alpha_0 \cdot \cos \lambda_c^A \cdot \bar{k}_c) \times \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_0 \cdot \sin^2 \lambda_c^A} \end{aligned} \quad (4)$$

При $\lambda_c^A = 0$ (касательная к режущей кромке в точке А параллельна оси фрезы) выражение (4) примет вид:

$$\bar{a}_3^A = \cos \alpha_0 \cdot \bar{j}_c + \sin \alpha_0 \cdot \bar{k}_c \quad (5)$$

Из выражения (4) следует, что искомый главный задний угол в точке А будет равен:

$$\cos \alpha_N^A = \cos \alpha_0 \cdot \cos \lambda_c^A \cdot \sqrt{1 - \cos^2 \alpha_0 \cdot \sin^2 \lambda_c^A} \quad (6)$$

Расчеты по формуле (6) приведены на рис.4.

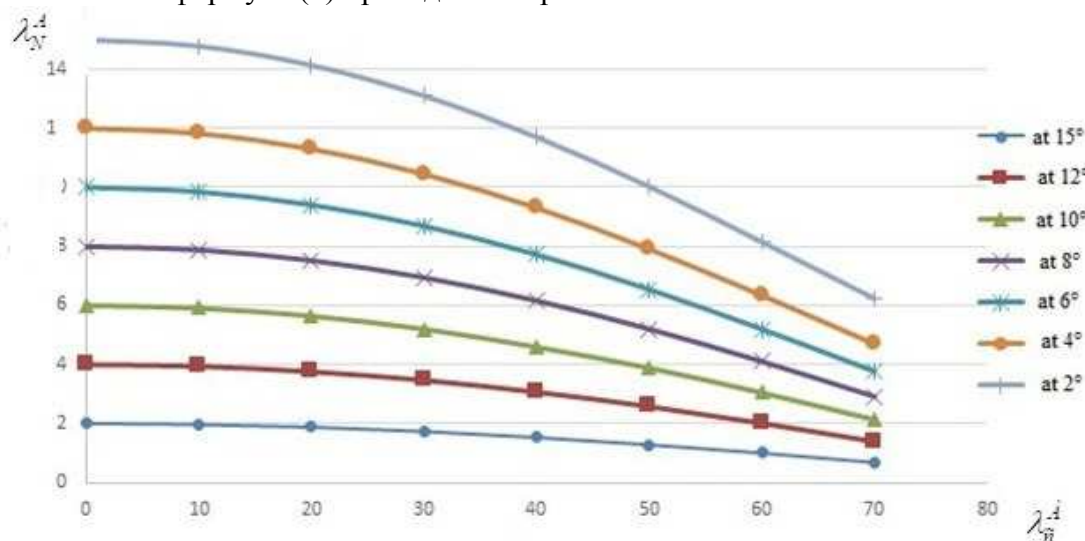


Рис. 4. Зависимость главного заднего угла наклона λ_N^A от угла наклона λ_n^A режущей кромки в точке А.

Из приведенных зависимостей следует, что с увеличением угла кромки задний угол уменьшается, что может привести к резкому износу задней поверхности. Полученные данные можно использовать при конструировании фрез с волнообразными лезвиями.

Выводы

Волнообразные фрезы со сдвинутыми вдоль оси зубьями реализуют схему срезания стружки, при которой каждый участок данного лезвия снимает стружку в направлении, отличающемся от направления на предыдущем лезвии, что меняет все показатели процесса. Эксперименты проведенные в «Промышленной компании МИОН» показывают, что фрезы с волновыми зубьями по сравнению со стандартными фрезами для обработки титановых сплавов дают меньшую удельную силовую нагрузку, большую стойкость и меньший наклеп поверхностного слоя.

Литература:

1. Emmanuel O/ Ezugwu, Rosenmar Batista Da Silva, Wisley Falco Sales. Overview of the Machining of Titanium Alloys. Encyclopedia of Sustainable Technologies. 2017. Pp.487 – 506
2. Кривоухов В. А. Обработка резанием титановых сплавов. – М.: Машиностроение, 1970. – 180 с.
3. Петруха П. Г. Резание труднообрабатываемых материалов. – М.: Машиностроение, 1972. – 176 с.
4. Грановский Г. И., Грановский В. Г. Резание металлов. – М.: Высшая школа, 1985. – 304 с.
5. Каталог режущего инструмента URL:http://www.minicut.com/wp-content/uploads/catalogues/catch_the_wave_titanium.pdf.
6. Каталог режущего инструмента URL: <https://www.heritagecutter.com/BrubakerWeldon/PublicStore/catalog/M42-Multi-Flute-CC,228.aspx>.
7. Каталог режущего инструмента URL:<http://www.endmill.com/pages/software.html>.
8. Каталог режущего инструмента URL:https://www.widia.com/content/dam/kennametal/widia/common/resources/downloads/literature/WIDI_A%20Catalogs/Hanita-Rubig_A-09-02077EN_mm.pdf.
9. Петрушин С.И., Губайдулина Р.Х. Схема образования стружки при несвободном резании // Станки и инструменты. №2, 2018. С.35 – 40.

Milling of titanium alloys with end mills with undulating blades

Gubaidulina R.H.^a, Petrushin S.I.^b, Khvostenko T.S.^c

Tomsk Polytechnic University, 30, av. Lenin, Tomsk, 634050, Russian Federation

^apsi@tpu.ru, ^bvictory_28@mail.ru, ^ctsh2@tpu.ru

Keywords: titanium alloy; .milling cutter; milling; cutter geometry.

The paper shows that the treatment of titanium alloys is the most difficult task in the processing of metals by cutting. The leading companies of the world are dealing with this problem, as titanium alloys are the basis of the aerospace industry. High-speed cutters for processing titanium alloys having an shows that the treatment of titanium alloys is the most difficult task in the processing of metals by cutting undulating cutting edge on the tooth are investigated. The next tooth of the mill is shifted by half a step. An analytical technique is proposed for analyzing the geometry of end mills with undulating blades for milling titanium alloys This leads to a reduction in the strength of the work hardening of the treated surface. It is established on the basis of power and stiffness studies of wave mills their advantage in comparison with standard ones, and, in particular, they have a lower specific force load, greater durability and less hard work on the surface layer.

УДК 621.9.02.

Преимущества волновой фрезы при обработке титанового сплава

Петрушин С.И.^{1,a}, Коровин Г.И.^{2,b}, Попов Е.С.^{1,c}

¹Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Проспект Ленина 30, г. Томск, Россия

²Промышленная компания МИОН, ул. Вершинина 46/6, г. Томск, Россия

^apsi@tpu.ru. ^bkorovin9@yandex.ru. ^cesp25@tpu.ru.

Ключевые слова: титановый сплав, фреза волнообразная, сила резания, стружколомание.

В работе приведены экспериментальные данные по сравнению режущих свойств концевых фрез различных конструкций при обработке титановых сплавов. Приведены результаты исследований по измерению тангенциальной составляющей силы резания, сравнительной стойкости концевых фрез и изменения микротвердости поверхностного слоя в титановом сплаве. Показано, что фрезы с волнообразной режущей кромкой имеют более низкую силовую нагрузку на единицу длины лезвия фрезы, более высокую стойкость и обеспечивают меньший наклеп поверхностного слоя по сравнению со стандартными фрезами. Представлены особенности образования стружки при работе фрез с волнообразной режущей кромкой. Волновые фрезы способствуют более эффективному ломанию стружки по ширине срезаемого слоя, что значительно облегчает ее дальнейшую переработку.

Введение

Титановые сплавы, наряду с высокой прочностью и низким удельным весом, обладают значительно пониженной обрабатываемостью резанием [1]. Основная причина низкой обрабатываемости связана с упрочнением (наклёпом) поверхностного слоя в процессе резания [2], когда лезвие инструмента срезает стружку не с основного металла, а с уже упрочнённой предыдущими лезвиями поверхности. Особенно это актуально для зубьев фрез, которые начинают резать с нулевой толщины срезаемого слоя [3].

Концевая фреза с волнообразными лезвиями по цилиндрической части реализует схему разноугольного резания, когда за счет сдвига волны на полпериода стружка срезается каждым последующим зубом в другом направлении, чем на предыдущем зубе. За счет этого у него имеется наклеп поверхностного слоя, что особенно важно при обработке титановых сплавов, склонных к упрочнению [4].

Методика и результаты исследований

На базе Производственной компании МИОН (г.Томск) были проведены экспериментальные испытания этих фрез по сравнению со стандартными.

Для проведения экспериментов были изготовлены концевые фрезы диаметром Ø20мм по ГОСТ 23248-78 и фрезы с волнообразной режущей кромкой из быстрорежущей стали марки Р6М5К5. При этом для фрез с волнообразными лезвиями была разработана специальная технология заточки, обеспечивающая расположение зубьев по цилиндру.

На рисунке 1 приведены силовые зависимости при обработке титанового сплава ОТ4 на обрабатывающем центре DMU-50 с постоянными параметрами режима резания: скорость резания $V=100$ м/мин; подача на зуб $S_z=0,08$ мм/зуб; ширина фрезерования $B=24$ мм.

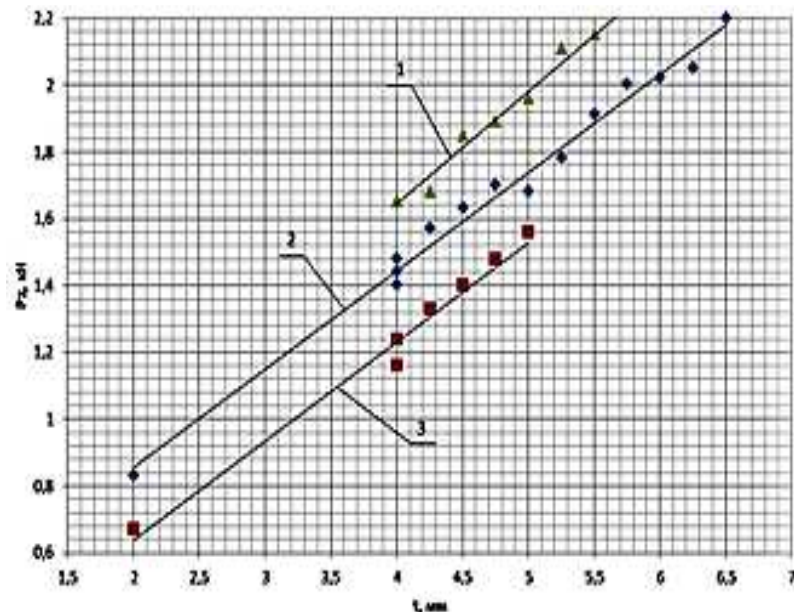


Рис.1. Зависимость составляющей силы резания (P_z) от глубины фрезерования (t)

Испытывались три концевые фрезы: 1 – фреза с числом зубьев $z=4$ и передним углом $\lambda=15^\circ$; 2 – волновая фреза с $z=4$ и $\gamma=15^\circ$ и 3 – фреза с $z=3$ по ГОСТ 23248-78. Эксперименты по определению силы резания (см.рис.3) производились с помощью динамометра Kistler-9257BA. При этом в зависимости от времени резания брались максимальные значения касательной составляющей силы P_z [5,6,7].

Из рисунка 1 следует, что волновая фреза дает меньшую силу резания, чем фреза (1), но большую на 15%, чем фреза (3). В то же время эти фрезы имеют различные длины одновременно режущих кромок. Если перейти к удельным показателям, то величина составляющей силы резания P_z , приходящаяся на 1мм длины режущей кромки у фрезы по ГОСТ (3) выше, чем у волновой фрезы (2) на 17%, а у фрезы с увеличенным передним углом $\gamma=+15^\circ$ (1) больше на 16%, чем у волновой фрезы. Таким образом, волновая фреза оказывает наименьшее силовое воздействие на срезаемый слой.

Установлено, что в процессе фрезерования фрезой 3 на глубине резания 5 мм возникает значительная вибрация технологической системы. У волновой фрезы этот порог повышенной вибрации наступал позднее на 25%. что свидетельствует о высокой устойчивости волнового зуба фрезы к такого рода колебаниям.

Сравнительные стойкостные испытания (рис.2) проводились при фрезеровании со смазочно-охлаждающей жидкостью заготовок концевыми фрезами из быстрорежущей стали P6M5K5 с износостойким покрытием на основе ZrN, конструкции фирмы МИОН T710 и концевая фреза ТК562W20 с износостойким покрытием на основе ZrN. В данном эксперименте использовали схему попутного фрезерования со следующими параметрами: глубина резания $t=3$ мм; ширина фрезерования $B=24$ мм; подача на зуб $S_z=0,08$ мм/зуб. Установлено, что стойкость волновых фрез выше во всем диапазоне скоростей резания. По результатам этих испытаний выведены следующие эмпирические уравнения (1) и (2) для волновой фрезы и для фрезы с $\gamma=+15^\circ$:

$$V_1 = \frac{141,7}{T^{0,111}} \quad \text{– фреза ТК562} \quad (1)$$

$$V_2 = \frac{190,8}{T^{0,184}} \quad - \text{волновая T710} \quad (2)$$

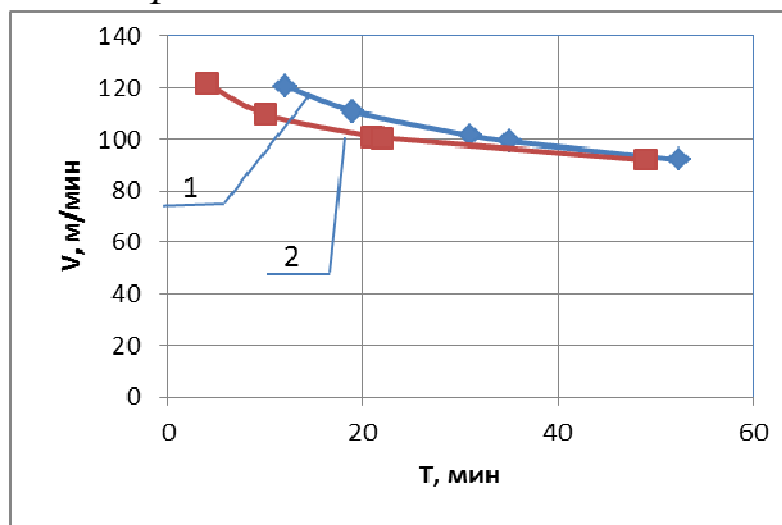


Рис.2. Стойкостные зависимости: 1- волновая фреза; 2 – фреза с $\gamma = 15^\circ$

В результате экспериментов по определению величины наклёпанного слоя обработанной поверхности методом косого среза при фрезеровании концевыми фрезами $\varnothing 20\text{мм}$ с углом наклона зуба $\omega = 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ и волнообразной фрезой в сечении, перпендикулярном от режущей кромки, выявлена закономерность изменения микротвёрдости по глубине (рис.3). Микротвёрдость в поверхностном слое при работе волновой фрезой меньше, чем у фрез с $\omega = 20^\circ, 30^\circ$ и сопоставима с фрезой с $\omega = 45^\circ$.

Отметим также особенности стружкообразования при работе волновых фрез. Так при обработке волновой фрезой $\varnothing 50\text{мм}$ $Z=6$ с длиной рабочей части 50мм поковки высокопрочного титанового сплава марки $10\text{V}2\text{Fe}3\text{Al}$, с шириной фрезерования $B=45\text{мм}$, с глубиной фрезерования $t=15\text{-}20\text{мм}$, с режимами резания $V_p=12\text{м/мин}$, $S_z=0,12\text{мм}$, получаемая стружка делилась по ширине на выпуклых участках волны.

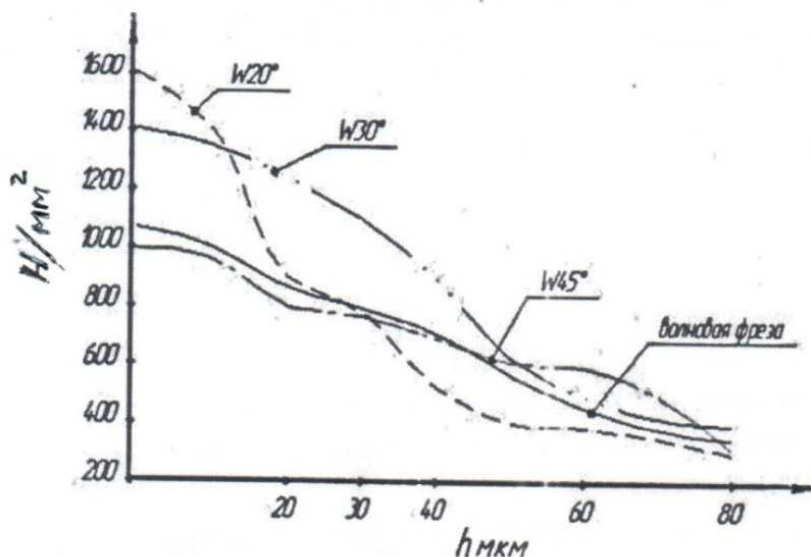


Рис.3. Графики изменения микротвёрдости по глубине для фрез с $\omega = 20^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ и волновой фрезы

Отметим также особенности стружкообразования при работе волновых фрез [8]. Так при обработке волновой фрезой $\varnothing 50\text{мм}$ $Z=6$ с длиной рабочей части 50мм поковки высокопрочного титанового сплава марки $10\text{V}2\text{Fe}3\text{Al}$, с шириной фрезерования $B=45\text{мм}$, с

глубиной фрезерования $t=15-20$ мм, с режимами резания $V_p=12$ м/мин, $S_z=0,12$ мм, получаемая стружка делилась по ширине на выпуклых участках волны.

При подаче на зуб $S_z \leq 0,08$ мм стружка становится легче водной охлаждающей жидкости и всплывает, при этом затягивается в зону резания. При подаче на зуб $S_z \geq 0,16$ мм при износе фрезы по задней грани $f_{изн.} > 0,15$ мм стружколомение по ширине прекращалось. При подаче на зуб $S_z=0,1-0,12$ мм наблюдалось эффективное стружколомение по ширине на всем протяжении работы фрезы (12,5 часов) до фаски износа по задней грани 0,4мм, что отражено в акте испытаний на Верхне-Салдинском Металлургическом Производственном Объединении. Данная операция фрезерования проводилась для изготовления стойки шасси для самолёта «Boeing-787».

Выводы

1. Волнообразные фрезы со сдвинутыми вдоль оси зубьями реализуют схему срезания стружки, при которой каждый участок данного лезвия снимает стружку в направлении, отличающемся от направления на предыдущем лезвии, что меняет все показатели процесса.

2. Экспериментально показано, что фрезы с волновыми зубьями по сравнению со стандартными фрезами для обработки титановых сплавов дают меньшую удельную силовую нагрузку, большую стойкость и меньший наклеп поверхностного слоя.

3. Волновые фрезы способствуют эффективному ломанию стружки по ширине срезаемого слоя, что значительно облегчает ее дальнейшую переработку.

Литература:

- Кривоухов В. А. Обработка резанием титановых сплавов. – М.: Машиностроение, 1970. – 180 с.
- Петруха П. Г. Резание труднообрабатываемых материалов. – М.: Машиностроение, 1972. – 176 с.
- Грановский Г. И., Грановский В. Г. Резание металлов. – М.: Высшая школа, 1985. – 304 с.
- Коровин Г.И., Филиппов А.В., Проскоков А.В., Горбатенко В.В. Влияние геометрических параметров режущего лезвия на формирование области пластической деформации при резании титанового сплава ОТ-4. // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроения.- 2016.-№17. с.56-64.
- Abdulhakim Ali Sultan, A. Chukwujekwu Okafor. Effects of geometric parameters of wavy-edge bull-nose helic on cutting force prediction in end-milling of Inconel end-mill under MQL cooling strategy 718. Journal of Manufacturing Processes 23 (2016) 102-114.
- Emmanuel O/ Ezugwu, Rosenmar Batista Da Silva, Wisley Falco Sales. Overview of the Machining of Titanium Alloys. Encyclopedia of Sustainable Technologies. 2017. Pp.487-506.
7. Каталог режущего инструмента URL: [https:// www. Коровин Г.И., Филиппов А.В., Проскоков А.В., heritagecutter.com/BrubakerWeldon/PublicStore/catalog/M42-Multi-Flute-CC,228.aspx](https://www.korovin.gi.ru/).
8. Петрушин С.И., Губайдулина Р.Х. Схема образования стружки при несвободном резании // Станки и инструменты. №2, 2018. С.35-40.

Advantages of the wave cutter at processing titanium alloy

Petrushin S.I.^{1,a}, Korovin G.I.^{2,b}, Popov E.S.^{1,c}

¹Tomsk Polytechnic University, 30, av. Lenin, Tomsk, 634050, Russian Federation

²Industrial company MION, Tomsk, 46/9, st.Vershina, Tomsk, 634034, Russian Federation

^{1a}psi@tpu.ru, ^{2b} korovin9@yandex.ru, ^{1c}esp25@tpu.ru

Key words: titanium alloy, wavy-shaped milling cutter, chip breaking.

The paper presents experimental data comparing the cutting properties of end mills of various designs in the processing of titanium alloys. The results of studies on the measurement of the tangential component of the cutting force, the relative strength of the end mills and the change in the microhardness of the surface layer in a titanium alloy are presented. It is shown that cutters with a wave-like cutting edge have a lower force load per unit length of the cutter blade, higher resistance and provide a lesser hardening of the surface layer in comparison with standard cutters. The features of chip formation during the operation of mills with a wave-like cutting edge. Wave cutters contribute to more efficient chip breaking along the width of the cut layer, which greatly facilitates its further processing.

УДК 621.914.5

Основы определения параметров качества спироидных зубчатых колес

Пешехонов К.Ю.^a, Тарапанов А.С.^b

Орловский государственный университет, ул. Комсомольская., 95, г. Орёл, Россия

^a topmega2014@yandex.ru, ^b tarapanov@rambler.ru,

Ключевые слова: спироидное зацепление, влияние погрешностей, специфика формообразования профиля зубьев колеса.

В статье рассматриваются вопросы связанные с прогнозированием параметров качества спироидных зубчатых колес. Проводятся преимущества спироидных передач заключающихся в увеличенном коэффициенте перекрытия, больших значений приведенных радиусов кривизны, наиболее эффективное распределение нагрузки. Рассмотрены особенности кинематики формообразования зубьев спироидного колеса. Анализируется изменение составляющих сил резания и их влияние на параметры точности зубчатых колес. Показано, что наибольшее влияние составляющие силы резания будут оказывать на деформацию оправки инструмента, так как ее диаметр ограничен размерами червяка передачи, а длина, в силу специфических особенностей спироидной передачи больше, чем при обработке обычного червячного колеса. Предлагается, на основе полученных данных и с использованием положений теории инженерии поверхности определять высоту профиля шероховатости боковых сторон зубьев.

В машиностроении существует большое многообразие приводов и редукторов определяемое различными условиями их эксплуатации и различными по исполнению и функциональному назначению объектами, на которые они устанавливаются. При этом надежность, безотказность, конкурентоспособность на отечественном и мировом рынках, оперативность управления указанными объектами, и, следовательно, энергетическими, промышленными и коммунальными системами, в целом, во многом определяются аналогичными свойствами приводной техники [1].

Применение в редукторостроении спироидного зацепления существенно расширило возможности приводов. В 1977 году основные параметры рабочего зацепления были стандартизованы, что в значительной степени стимулировало его целенаправленные рабочие испытания и многочисленные внедрения [2–5].

При внедрении выявились такие эксплуатационные преимущества спироидных передач, как возможность значительного повышения передаточных отношений, плавность и бесшумность работы, малая восприимчивость к перекоосу осей червяка и колеса, возможность использования стальных заготовок вместо дорогостоящих антифрикционных

материалов. Это в достаточной мере расширило области применения спироидных передач в многочисленных механизмах подъемно-транспортных машин, роботизированных комплексах, медицинском оборудовании, в военной технике и т. д.

Вместе с тем, технология и режимы формообразования зубьев спироидных колес остаётся за рамками общедоступных справочников и справочных пособий. Практически отсутствуют сведения о влиянии режимов обработки на параметры, определяющие точность спироидных зубчатых колёс, что не позволяет прогнозировать качество зацеплений и соответственно возможности механизмов, в которых эти зацепления применяются [6].

Технология изготовления упрощена за счет того, что червяк спироидной передачи имеет витки постоянного шага и профиля, а также производство спироидного колеса, червяка и фрезы применимо на оборудовании, которое имеется на большинстве заводов [7].

Зона зацепления спироидной передачи смещена вдоль осей обоих звеньев – шестерни и колеса (рис. 1), и по внешнему виду имеет сходство с гипоидной передачей. Вследствие этого эту передачу по своей структуре относят к гиперболоидным ортогональным передачам.

Известно [8, 9], что удаление зоны зацепления от линии O_1O_2 положительно сказывается на уменьшении скорости скольжения в передаче. В этом смысле спироидная передача является более предпочтительной, поскольку уменьшение скольжения напрямую связано с увеличением КПД передачи.

В частности, у спироидных передач отмечают такие положительные характеристики, как увеличенный коэффициент перекрытия, почти оптимальное, с точки зрения условий для образования в зацеплении масляного клина, расположения контактных линий, большие значения приведенных радиусов кривизны. Необходимо отметить отличительные показатели: зона зацепления имеет большее распределение нагрузки, что в свою очередь влияет на увеличение нагрузочной способности передачи, а также меньшую чувствительность к погрешностям изготовления и более благоприятную динамику.

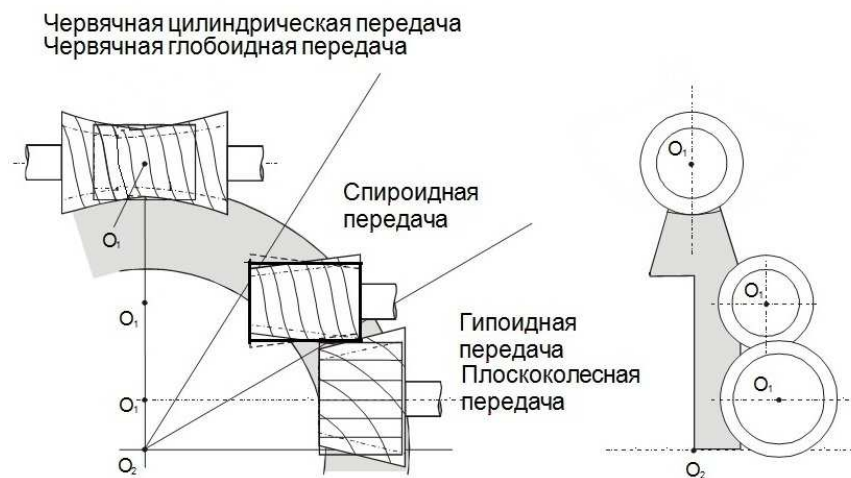


Рис. 1. Расположение зоны зацепления у различных видов гиперболоидных передач

В изготовлении спироидного колеса можно отметить характерную особенность – асимметрия профиля зубьев инструмента (спироидной червячной фрезы) в осевом сечении (рис. 2). Зубья фрезы имеют правую (рабочая) и левую (обратная) стороны. Для правой стороны зубьев делительный осевой угол α_{xR} выбирается из диапазона $8^\circ - 12^\circ$, а для левой стороны угол α_{xL} из диапазона $28^\circ - 32^\circ$.

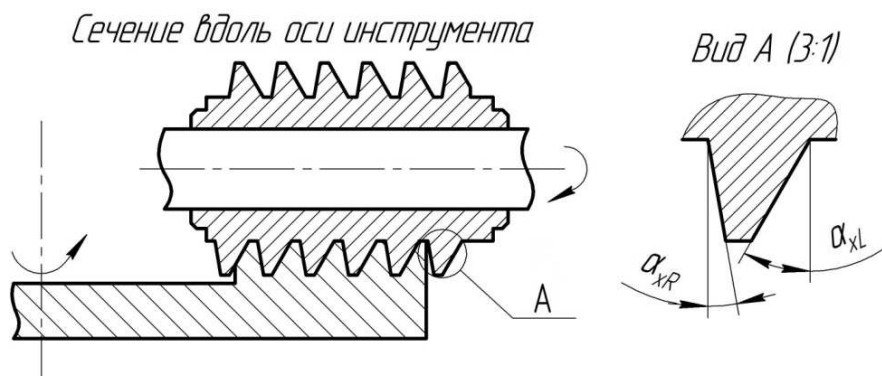


Рис. 2. Формируемые зубья спироидного колеса и профиль зубьев спироидной червячной фрезы в осевом сечении

Изготовление спироидных цилиндрических передач, относительно традиционной червячной передачи, имеет принципиальные отличия. Нарезание спироидного колеса хоть и производится червячной фрезой, но схема формообразования зубьев колеса имеет отличительную особенность.

Для образования поверхностей зубьев червячного колеса, сопряженных с поверхностями витков червяка, используется производящая поверхность зуборезного инструмента, соответствующая поверхности витков червяка. Нарезание зубьев колеса производят методом обката червячной фрезой, режущие кромки которой должны принадлежать винтовой поверхности такого же вида, как и винтовая поверхность витков червяка.

При станочном зацеплении соотношение между угловыми скоростями червячной фрезы и нарезаемого колеса должно быть таким же, как в червячной передаче между червяком и колесом. Производящая поверхность червячной фрезы устанавливается по отношению к нарезаемому колесу так же, как витки рабочего червяка по отношению к колесу при работе передачи. Кроме того, межосевое расстояние между фрезой и нарезаемым колесом в конце обработки должно быть таким же, как в червячной передаче (независимо от степени сточенности фрезы). Изложенное станочное зацепление позволяет не только изготовить полностью сопряженное зацепление, но и модифицировать поверхность фрезы или червяка для улучшения эксплуатационных характеристик передачи.

Кинематика формообразования профиля зубьев спироидного колеса спироидной червячной фрезой имеет свою специфику. Во-первых нарезание зубьев происходит на торце венца колеса. Во-вторых расположение фрезы на станке относительно колеса должно точно совпадать с расположением спироидного червяка и спироидного колеса передачи. Подача инструмента происходит вдоль оси колеса. Во время вращения фрезы каждый виток перемещается из одной впадины зуба в следующую по винтовой линии, соответственно и колесо перемещается на согласованный угол вокруг своей оси.

По мере врезания червячной фрезы в венец спироидного колеса, каждый ее виток нарезает свой сегмент (рис. 3). Эти сегменты располагаются вдоль оси фрезы.

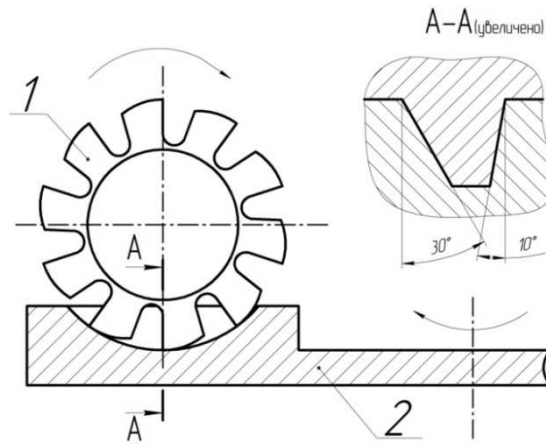


Рис. 3. Сегмент формируемый червячной фрезой в венце спироидного колеса: 1 – спироидная червячная фреза; 2 – заготовка спироидного колеса

Формообразование зубьев спироидного колеса и их впадин имеет конкретные условия. При обработке венца колеса полный объем сегмента нарезается витком фрезы, который находится на полюсной точке – пересечении среднего диаметра венца колеса и оси фрезы. По мере удаления на шаг витков вдоль оси фрезы от полюсной точки к внешнему и внутреннему диаметру венца формирование сегмента происходит не полностью. Это связано с тем, что крайние витки фрезы выходят за пределы той радиусной части венца, которую захватывают зубья фрезы. Соответственно, при приближении витков к внешнему диаметру венца – уменьшается правая часть сегмента, а при приближении к внутреннему диаметру венца – уменьшается левая часть сегмента.

В процессе нарезания зубьев спироидного колеса на технологическую систему влияют большие нагрузки, связанные с изменяющимся количеством одновременно работающих зубьев. У спироидной червячной фрезы задействованы в нарезании сегментов почти все витки, кроме крайних, которые режут лишь часть сегмента.

Существенными видами погрешностей, влияющих на точность зубчатого колеса, являются: изменение межосевого расстояния между инструментом и нарезаемым зубчатым колесом; погрешность обката инструмента и изделия или неточности деления; погрешности перемещения инструмента вдоль оси нарезаемого зубчатого колеса; отклонения производящей поверхности зубообрабатывающего инструмента. В основном эти погрешности обусловлены изменением сил резания в процессе резания.

Анализ сил резания представлен графиками составляющих сил резания от угла поворота фрезы (рис. 4).

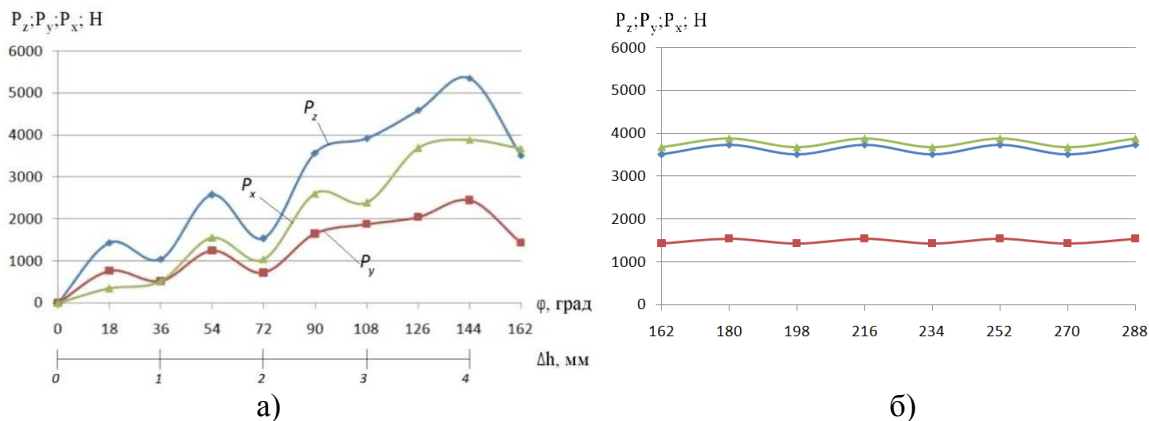


Рис. 4. Графики изменения составляющих сил резания: а) при вращении спироидной червячной фрезы; б) при работе боковых лезвий в установившемся процессе формообразования

Из графиков видно, что как и предполагалось, максимальная нагрузка на технологическую систему возникает в переходе от процесса врезания червячной фрезы к установившемуся процессу обработки. При этом значения составляющих силы резания превышают установившейся уровень: для силы P_z в 1,4 раза, для силы P_y – в 1,5 раза, для силы P_x значение остается без изменения. В установившемся процессе P_x занимает доминирующее значение в 1,04 раза больше силы P_z .

Наибольшее влияние составляющие силы резания будут оказывать на деформацию оправки инструмента, так как ее диаметр ограничен размерами червяка передачи, а длина, в силу специфических особенностей спироидной передачи больше, чем при обработке обычного червячного колеса [10].

На основе имеющегося анализа сил резания при формообразовании зубьев спироидного колеса (с параметрами $z_0 = 10$, $z_1 = 49$, $S_0 = 0,05$, $m = 1,75$) установлено, что большую нагрузку дает крутящий момент под действием силы P_z , изгиб оправки фрезы в двух плоскостях будет осуществляться за счет действия составляющих P_y и P_z . Исследование нагруженности режущих лезвий в свою очередь показало, что вершинная кромка зубьев фрезы производит срезание слоев в процессе всего времени обработки, то есть постоянно нагружена по всей ее длине, а боковые имеют большую нагрузку у ножки зуба и меньшую рядом с вершиной, которая существенно меняется в процессе формирования впадины.

При определении величины шероховатости боковых поверхностей зубьев спироидных колес учитываются особенности формирования впадины. Два последовательных сегмента пересекаются между собой в точках, определяющих вершину микронеровностей номинальной поверхности. Это дает возможность определять величину h_1 , в формуле величины шероховатости поверхности $R_z = h_1 + h_2 + h_3 + h_4$ [11], остальные составляющие h_2 , h_3 , h_4 определяются в соответствии с основными положениями инженерии поверхности.

Литература:

1. Гольдфарб В.И., Трубачев Е.С., Кузнецов А.С. Перспективы и практика применения спироидных передач в приводах трубопроводной арматуры // Известия ТулГУ. Технические науки. 2011. Вып. 5. Ч. 2. С. 61 – 74.
2. Гольдфарб В.И., Макаров В.В., Маслов В.М. Перспективы развития приводной техники для трубопроводной арматуры // Арматуростроение. 2005. № 5 (37). С. 43 – 45.
3. Кузнецов А.С., Лукин Е.В., Санников А.М., Савельева Т.В. Проблемы и методы проектирования современных спироидных редукторов трубопроводной арматуры // Интеллектуальные системы в производстве. 2014. № 1 (23). С. 47 – 52.
4. Кузнецов А.С., Лукин Е.В. К вопросу оптимизационного проектирования спироидных редукторов трубопроводной арматуры // Интеллектуальные системы в производстве. 2011. № 2 (18). С. 121 – 125.
5. Goldfarb V.I. Spiroidal gear and application // International Journal of Terraspace Science and Engineering. 2012. Volume 5. Issue 2. P. 93 – 100.
6. Пешехонов К.Ю., Тарапанов А.С. Вариант анализа пространства формирования зубьев спироидных колес // Механика XXI века. 2017. № 16. С. 116 – 120.
7. Анферов В.Н. Сравнительная оценка антифрикционных свойств трансмиссионных масел для спироидных передач // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2011. Т. 13. № 4 (3). С. 671 – 675.
8. Айрапетов Э.Л., Генкин М.Д. Динамика планетарных механизмов. М.: Наука, 1980. 256 с.
9. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969. 370 с.
10. Пешехонов К.Ю., Тарапанов А.С. Особенности деформации технологической системы при обработке спироидных зубчатых колес // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2017. Вып. 8. Ч. 2. С. 323 – 327.
11. Инженерия поверхности деталей / Кол. авт.; под ред. А.Г. Суслова. М.: Машиностроение, 2008. 320 с.

Basics of determining the quality parameters of spiroid gears

Peshekhonov K.Yu.^a, Tarapanov A.S.^b

Orel State University, 95 Komsomol'skaya st., Orel, Russia

^a topmega2014@yandex.ru, ^b tarapanov@rambler.ru,

Keywords: spiroid gearing, influence of errors, specificity of shaping the profile of the teeth of the wheel.

In the article the questions connected with forecasting of parameters of quality spiroid gear wheels are considered. The advantages of spiroid gears are included in the increased overlap factor, large values of the reduced radii of curvature, the most effective load distribution. The features of the kinematics of the shaping of the teeth of the spiroid wheel are considered. The change in the components of the cutting forces and their influence on the accuracy parameters of the gears are analyzed. It is shown that the components of the cutting force will have the greatest effect on deformation of the mandrel of the tool, since its diameter is limited by the dimensions of the transmission worm, and the length, due to the specific features of the spiroid transmission, is greater than when machining a conventional worm wheel. It is proposed, based on the obtained data and using the provisions of the theory of surface engineering, to determine the height of the profile of the roughness of the lateral sides of the teeth.

УДК 621.757

Классификация способов и устройств для автоматической сборки уплотнительных соединений в условиях гибкого автоматизированного производства

Тараховский А.Ю.^a, Бабилов И.И.^b, Тараховский А.А.^b

Севастопольский государственный университет, ул. Университетская 33, г. Севастополь, Россия

^aAYTarakhovskiy@sevsu.ru, ^bspider.a@mail.ru, ^bTartolik@rambler.ru

Ключевые слова: уплотнительные соединения, резиновое уплотнительное кольцо, классификация, исполнительный механизм, деформация, качество, сборка.

В работе проведен анализ исполнительных механизмов для сборки уплотнительных соединений, содержащих резиновое уплотнительное кольцо круглого сечения. Представлена классификация с точки зрения их кинематического устройства. Проанализированы преимущества и недостатки.

Как было показано в [1] при сборке уплотнительных соединений (УС), содержащих резиновое уплотнительное кольцо круглого поперечного сечения, появляется дополнительный этап - предварительная деформация кольца. С ним связаны также подача деформированного кольца и его сопряжение с канавкой. Для осуществления указанных действий сборочное устройство должно содержать рабочий орган, на котором деформируется эластичное кольцо и орган подачи, осуществивший подачу деформированного кольца к канавке. Таким образом, автоматизация сборки требует

использования нетрадиционных конструкций сборочных механизмов, по крайней мере, с точки зрения их кинематического устройства.

Классификация и анализ исполнительных механизмов позволит обосновать их применение на базе промышленных роботов или сборочных автоматов. Для проектирования же новых способов сборки необходима разработка методик расчета сборочных режимов и элементов исполнительных механизмов.

Для анализа работы сборочных механизмов и определения границ их использования проведена классификация устройств. В качестве признака классификации выбрана кинематика механизма. В таблице приведена классификация сборочных устройств по признаку совмещения деформирующих и подающих функций в одном органе. Класс I составляют устройства, содержащие отдельно деформирующий орган (ДО) и орган подачи (ОП). Класс II охватывает устройства, совмещающие деформирующую и подающую функции в одном органе.

Устройства класса III содержат лишь орган подачи, обеспечивающий совместно с поверхностями базовой детали деформацию кольца, т.е. в этом случае деформирующим органом является базовая деталь. Устройства, работающие вообще без использования деформирующего органа включены в класс IV.

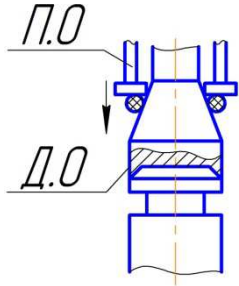
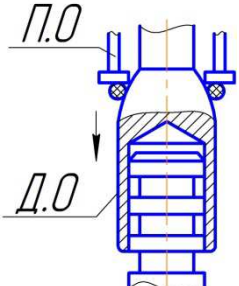
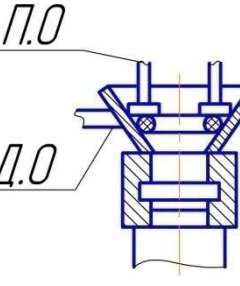
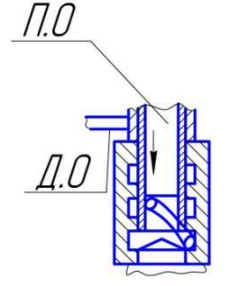
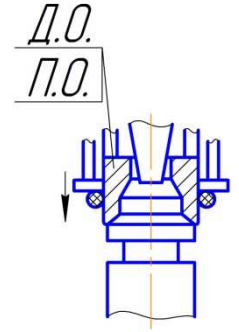
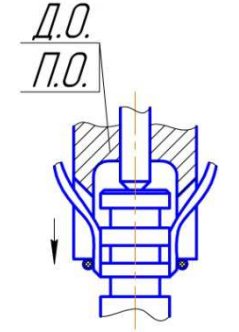
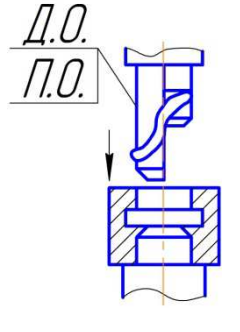
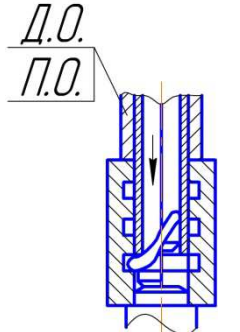
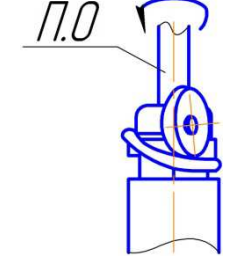
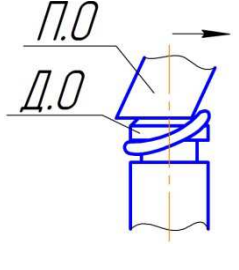
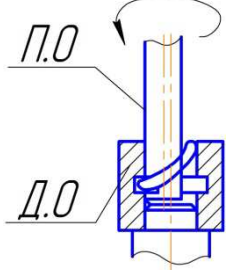
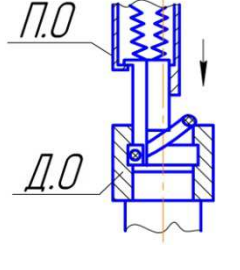
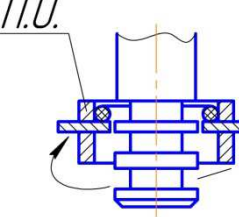
Устройства класса I (см. табл.) получили большое распространение [2, 3]. Эти устройства содержат простой деформирующий орган. Однако для них; характерен сложный сборочный цикл.

При установке в наружные канавки необходимо произвести ориентирование деформирующего органа относительно базовой детали, затем при отведенном со сборочной позиции органе подачи установить на оправку деформирующего органа кольцо, вернуть на позицию сборки орган подачи, произвести деформирование кольца и подать его к канавке. При этом в конструкции устройства должны быть предусмотрены специальные механизмы для удерживания деформирующего органа на сборочной позиции, так как при подаче кольца на оправку приходится перехватывать её хвостовик. Если к тому же базовая деталь относится к типу 3 [3], цикл сборки ещё более усложняется: в данном случае возникает необходимость обеспечить сопряжение уплотняемой поверхности базовой детали с предохранительным элементом деформирующего органа устройства.

При установке в наружные канавки необходимо произвести ориентирование деформирующего органа относительно базовой детали, затем при отведенном со сборочной позиции органе подачи установить на оправку деформирующего органа кольцо, вернуть на позицию сборки орган подачи, произвести деформирование кольца и подать его к канавке. При этом в конструкции устройства должны быть предусмотрены специальные механизмы для удерживания деформирующего органа на сборочной позиции, так как при подаче кольца на оправку приходится перехватывать её хвостовик. Если к тому же базовая деталь относится к типу 3 [3], цикл сборки ещё более усложняется: в данном случае возникает необходимость обеспечить сопряжение уплотняемой поверхности базовой детали с предохранительным элементом деформирующего органа устройства.

Использование устройств класса I более эффективно для установки колец во внутренние канавки. В этом случае не требуется использование сложных механизмов для удерживания деформирующего органа. После деформирования кольца и подачи его к канавке, кольцу, как правило, требуется обеспечить принудительную установку в канавку. Такие механизмы содержат оправки сложного профиля, обеспечивающие деформацию колец в процессе их подачи по определенному закону. Создается направленная деформация кольца, при которой форма его вписывается в цилиндрической ограничивающей поверхности (ЦОП) заданного диаметра (Дцоп). После установки в канавку в кольце могут сохраняться остаточные деформации, например, скручивание кольца. Такой вид остаточных реформаций характерен для работы всех устройств данного класса.

Классификация сборочных устройств

	Расположение канавки			
	наружная		Внутренняя	
	Схема устройства исполнения		Схема устройства исполнения	
	I	II	I	II
I				
II				
III				
I V			Аналогов нет	

При сборке УС устройствами класса II кольцо деформируется кулачками устройства и ими же подается к канавке. Кулачки механизма создают такую деформацию, при которой кольцо в зависимости от геометрической характеристики базовой детали вписывается или описывается вокруг ЦОП заданного диаметра. [4].

Работа механизмов класса II в меньшей степени зависит от геометрической характеристики базовой детали, так как устройство могут обеспечивать необходимую деформацию с подачей кольца к канавке без контакта с уплотняемой поверхностью. Эта особенность позволяет произвести деформацию кольца на отдельной позиции сборки с последующей установкой в канавку. В этом случае деформированное кольцо совместно с элементами сборочного устройства обладает более высокой жесткостью во всех направлениях, а процесс сборки может принимать характер сопряжения двух жестких деталей с зазором, способность кольца сохранять заданную форму в оторванном от сборочной позиции состоянии весьма удобна при совмещении функций сборочного цикла, выполняемых захватными устройствами сборочных роботов. Привод механизмов

сборочного устройства включается в конструкцию сборочного робота, и его относительная сложность компенсируется более широкими возможностями использования самого робота.

Однако кольцо при съеме с элементов устройства закручивается и устанавливается в канавку в закрученном состоянии. При сборке колец с наружными канавками неизбежны дополнительные деформации кольца, так как органы устройства (кулачки) расположены между кольцом и уплотняемой поверхностью. Необходимость деформирования кольца путем контакта по внутреннему диаметру приводит к трудностям в подаче к канавке, расположенной от торца на расстоянии, превышающем диаметр сечения кольца d_2 , т.е. с деталями типов 2 и 3. С увеличением расстояния от канавки до торца требуется увеличить и габаритные размеры устройства, так как в процессе сборки органы подачи должны обладать достаточной жесткостью. Такое увеличение размеров приводит к дополнительным деформациям кольца, что снижает надежность процесса сборки и сужает границы применимости устройств класса II.

Механизмы класса III реализуют наиболее простые циклы сборки и характеризуются, следовательно, наиболее простой кинематикой. В их конструкции отсутствует деформирующий орган, поскольку таковым является базовая деталь. Деформация кольца осуществляется при подаче его к канавке. Ввиду несложного характера силового воздействия привод органа подачи прост [5]. Однако возможность использования механизмов класса III в значительной мере ограничивается геометрической характеристикой базовой детали. Механизмы этого класса могут быть использованы только при сборке УС, содержащих базовые детали 1-ого типа. Для установки в наружные канавки сборочные устройства класса III, используются лишь при $n = 1$ и $l < d_2$. В противном случае кольцо при подаче к канавке может разрушиться или получить остаточные деформации. При установке во внутренние канавки использование устройств класса III возможно, если $n = 1$ и $l \geq d$. Для предотвращения разрушения или скручивания кольца можно применять предохранительные элементы, например, направляющие втулки и пр. В этом случае механизмы описываемого класса теряют свои преимущества и становятся устройствами, относящимися к классу I.

Основным недостатком сборки УС механизмами первых трех классов является обязательное наличие между двумя сопрягаемыми поверхностями элементов рабочих органов механизма. Такие условия приводят к закручиванию кольца в канавке, значительно усложняют цикл сборки, снижают надежность и эффективность процесса.

В механизмах где деформирующий эффект достигается воздействием на кольцо центробежными силами, деформирующий орган отсутствует в принципе [6]. Такая особенность механизмов позволяет отнести их к IV классу. С использованием механизмов класса IV устраняются трудности, вызванные характером собираемых деталей, свойствами материала кольца и особенностями процесса сборки. При этом легко может быть осуществлена и загрузка кольца.

Вышеперечисленные этапы сборки оказывают особое влияние на автоматизацию процесса сборки в условиях гибкого автоматизированного производства. Однако большинство известных средств, не отвечающих указанным требованиям, но может быть непосредственно использовано при автоматизации процесса.

Литература:

1. Разработка устройства для сборки уплотнительных соединений типа "эластичный кольцевой элемент - канавка отверстия" Тараховский А.Ю. Механики XXI века. 2017. № 16. С. 178-181.
2. Устройство для установки упругих колец в наружные канавки базовых деталей : а.с. 492373 СССР : МПК51 В 23 Р 19/08 / Г.Ф. Торшков заявитель и патентообладатель Предприятие П/Я В-8062. - №2021923 ; заявл. 30.04.1974 ; опубл. 25.11.1975, Бюл. №43. – С 32.
3. Типизация базовых деталей уплотнительных соединений (эластичная кольцевая деталь - канавка отверстия) Тараховский А.А., Тараховский А.Ю. Механики XXI века. 2017. № 16. С. 189-194.
4. Устройство для установки пакета уплотнительных колец во внутренние канавки деталей : а.с. 1000213 СССР : МПК⁵¹ В 23 Р 19/08 / В.Н. Жилиев, С.Б. Добрынин, Д.И. Родин, В.А. Граф, В.И.

Бондарцев заявитель и патентообладатель Предприятие П/Я М-5671. - №3351566 ; заявл. 10.11.1981 ; опубл. 28.02.1983, Бюл. №8. – С 8.

5. Устройство для установки эластичных колец : а.с. 806347 СССР : МПК⁵¹ В 23 Р 19/08 / Л.А. Рабинович, А.Н. Шерешевский заявитель и патентообладатель Волгоградский политехнический институт. - №2761866 ; заявл. 04.05.1979 ; опубл. 23.02.1981, Бюл. №7. – С 60.

6. Устройство для установки эластичных колец в наружные канавки базовых деталей : а.с. 973289 СССР : МПК⁵¹ В 23 Р 19/08 / А.Н. Шерешевский, В.М. Ковалев, М.Н. Шерешевский заявитель и патентообладатель Севастопольский приборостроительный институт. - №3284013 ; заявл. 30.04.1981 ; опубл. 15.11.1982, Бюл. №42. – С 43.

Classification of methods and devices for automatic Assembly of sealing joints in flexible automated production

Tarakhovskiy A.Yu.^a, Babikov I.I.^b, Tarakhovskiy A.A.^c

Sevastopol State University, Street. University, 33, Sevastopol, Russia
^aAYTarakhovskiy@sevsu.ru, ^bspider.a@mail.ru, ^cTartolik@rambler.ru

Keywords: sealing compounds, rubber O-ring, classification, actuator, deformation, quality, assembly.

The paper analyzes the actuators for the Assembly of sealing compounds containing a rubber o-ring of circular cross-section. The classification from the point of view of their kinematic device is presented. Advantages and disadvantages are analyzed.

УДК 621.922.025

Исследование связи засаленного слоя с поверхностью алмазного круга после затачивания безвольфрамовых твёрдых сплавов по методу двойного травления

Е.Д.Лосев^a, А.М.Кузнецов, С.А.Сурьев

Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
^a_elk_@mail.ru

Ключевые слова: БВТС, безвольфрамовый твёрдый сплав, МДТ, метод двойного травления, засаливание, засаленный слой, алмазный шлифовальный круг.

Пластины из БВТС являются более труднообрабатываемым материалом по сравнению с твердосплавными пластинами групп ТК, ВК. В качестве способов обработки для этих материалов рекомендуется использовать электроалмазное шлифование по методу двойного травления. В процессе обработки круги на металлических связках засаливаются и теряют свою работоспособность. Нами проведено исследование связи засаленного слоя с поверхностью алмазного круга при обработке БВТС по МДТ. В процессе исследования на поверхности круга был обнаружен инородный слой, контакт которого с телом круга очень плотный. Даже при увеличении, порядка 2000, практически невозможно определить границу взаимодействия сформировавшегося нового слоя со связкой круга. Для подтверждения наличия и состава засаленного слоя были сняты спектрограммы с двух участков образца. Они показали, что: этот слой состоит из титана, меди, молибдена и олова. На основании полученных данных, можно сделать вывод о том, что образование засаленного слоя

происходит под действием различных физико-химических процессов, протекающих на границе контакта, и носит диффузионно-адгезионный характер.

Безвольфрамовые твердосплавные пластины являются более труднообрабатываемым материалом по сравнению с твердосплавными пластинами групп ТК, ВК [1-4]. В качестве способов обработки для этих материалов в литературе [5-15] рекомендуется использовать электроалмазное шлифование по методу двойного травления. В процессе затачивания на качество инструмента большое влияние оказывает состояние поверхности алмазного круга. В процессе обработки круги на металлических связках засаливаются и теряют свою работоспособность [16-20]. Нами проведено исследование связи засаленного слоя с поверхностью алмазного круга при обработке БВТС по МДТ.

Для проведения исследований были приготовлены поперечные шлифы алмазного круга АСВ 100/80 А1М1-100% после затачивания БВТС методом двойного травления (рис. 1). Для лучшего выявления границы засаленного слоя со связкой круга, приготовленные образцы травились. В качестве травления использовались четырехпроцентная азотная кислота и раствор хлорного железа в соляной кислоте. Исследование шлифов осуществлялось на растровом микроскопе.

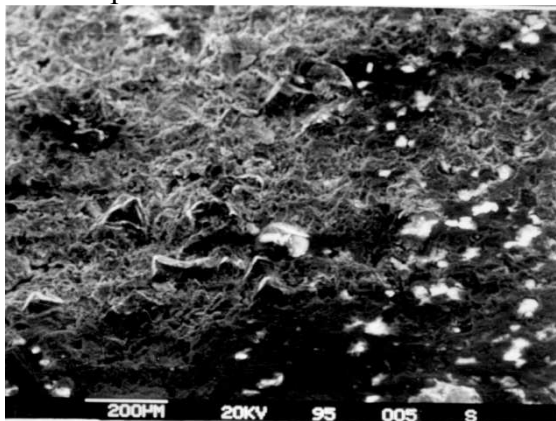


Рис. 1. Внешний вид поверхности алмазного круга АСВ 100/80 А1М1-100% после затачивания БВТС методом двойного травления: Режимы заточки: $V_{кр}=52\text{м/сек}$, $S_{пр}=1,5\text{мм/дв.ход}$, $i_{пр}=0,03\text{А/см}^2$; $i_{тр}=18-20\text{А/см}^2$. Увеличение $\times 100$.

На рисунке 2 показана поверхности поперечного разреза образцов различным инородный слой, контакт которого с телом круга очень плотный. Следует отметить, что даже при очень большом увеличении, порядка 2000, практически невозможно определить границу взаимодействия сформировавшегося нового слоя со связкой круга. Данный факт создает возможности для протекания на границе взаимодействия диффузионных процессов и переконцентрации отдельных элементов. В засаленном слое видны мелкие частички, представляющие собой имплантированные карбиды, которые ввиду малой величины могут быть либо новыми образованиям, либо представляют собой раздробившиеся старые. По внешнему краю засаленного слоя выделяется сильно деформированный слой "белая зона". Эта зона не подверглась примененному травителю. Можно считать, что она представляет собой "белый слой" описанный в литературе [21-24].

Для подтверждения наличия и состава засаленного слоя были сняты спектрограммы с двух участков образца (рис. 3). Они показали, что: этот слой состоит из титана, ему принадлежит максимальный пик; меди, молибдена, олова. Спектр его аналогичен полученному ранее с внешней стороны засаленной поверхности круга.

Основа круга содержит лишь компоненты связки - меди и олова, с незначительными примесями. Здесь наиболее важно посмотреть распределение химических элементов по глубине засаленного слоя. Для этого производилось сканирование образца по меди (компонент связки круга) и титану (компонент сплава КНТ-16). Концентрационная кривая по меди (аналогично по олову) показывает, что содержание ее от среднего значения в связке

круга, снижается в засаленном слое до некоторого минимума и продолжает плавно снижаться по всей его высоте (рис. 4).

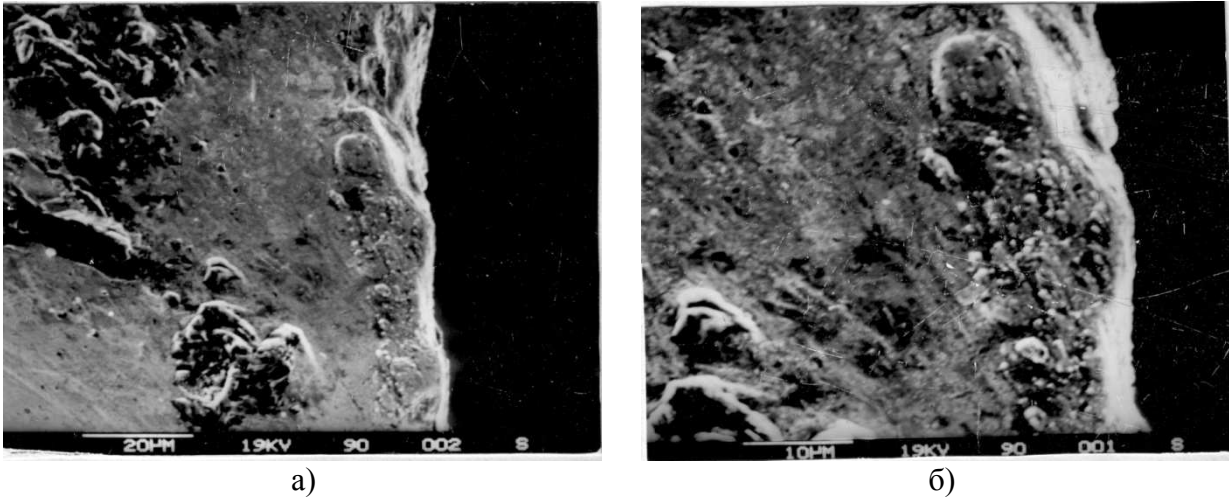


Рис. 2. Граница контакта засаленного слоя с поверхностью алмазного круга.
а - увеличение $\times 1000$, б - увеличение $\times 2000$,

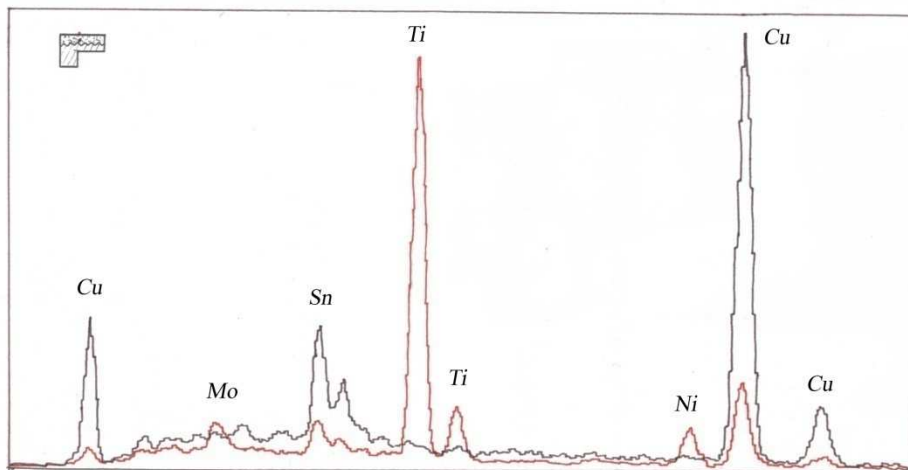


Рис. 3. Спектры с поперечного разреза алмазного круга АСВ 100/80, А1М1-100%.
----- засаленный слой; ----- основа круга

Содержание титана в засаленном слое резко поднимается от нулевого уровня до максимума, колеблясь вокруг него, проходит по всей глубине засаленного слоя (рис. 5) и снова возвращается в нулевой уровень.

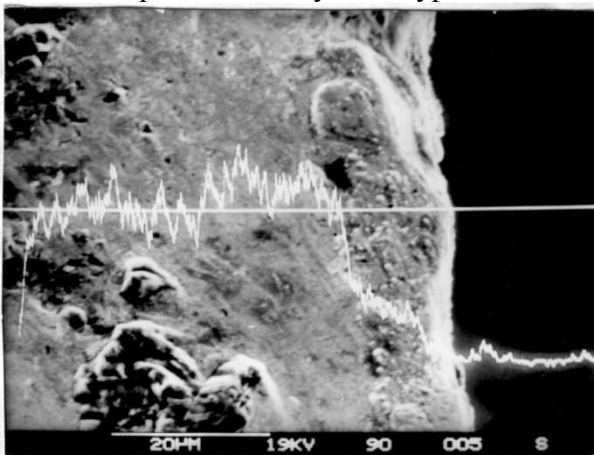


Рис. 4. Поперечный разрез алмазного круга АСВ 100/80, А1 М1 – 100%. Сканограмма по меди. Увеличение $\times 1000$.

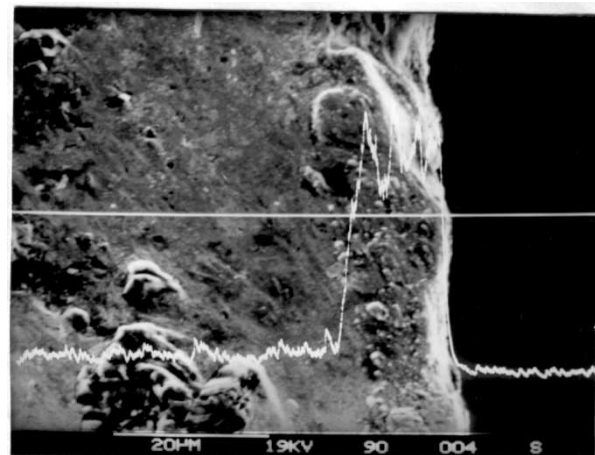


Рис. 5. Поперечный разрез алмазного круга АСВ 100/80, А1 М1 – 100%. Сканограмма по титану. Увеличение $\times 1000$.

На основании этих данных, можно сделать вывод о том, что мнение о процессе засаливания, как о механическом забивании промежутков между зернами стружкой и продуктами износа можно подвергнуть сомнению. Истинное образование засаленного слоя происходит под действием, различных физико-химических процессов, протекающих на границе контакта, и носит диффузионно-адгезионный характер. Полученные данные согласуются с результатами других авторов [25-27].

Для избавления от этого вредного формирования необходимо создание условий, блокирующих адгезионно-диффузионные процессы либо использование наиболее эффективных методов электрохимического затачивания.

Литература:

1. Янюшкин А. С. и др. Качество поверхности после алмазной обработки безвольфрамовых твердых сплавов //Научные технологии в машиностроении. – 2016. – №. 1. – С. 20.
2. Лосев Е. Д. и др. Исследование поверхности алмазного круга до и после затачивания инструмента из безвольфрамовых твердых сплавов без СОЖ //Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки. – 2014. – Т. 2. – С. 77.
3. Лосев Е. Д. и др. Исследование состава засаленного слоя после затачивания инструмента из безвольфрамовых твердых сплавов //Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки. – 2014. – Т. 2. – С. 89.
4. Лосев Е. Д., Архипов П. В., Кузнецов А. М. Исследование характеристик процесса затачивания безвольфрамовых твердых сплавов комбинированным электроалмазным методом //Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. – 2016. – Т. 2. – С. 27-36.
5. Янюшкин А. С. и др. Подготовка режущего инструмента для гибких автоматизированных производств //Системы. Методы. Технологии. – 2009. – №. 2. – С. 78-81.
6. Лобанов Д. В. и др. Методика оценки комбинированных методов электроалмазной обработки твердых сплавов //Актуальные проблемы авиации и космонавтики. – 2012. – Т. 1. – №. 8.
7. Попов В. Ю., Янюшкин А. С. Формирование поверхностного слоя режущего инструмента при алмазной обработке кругами на металлической связке //Решетневские чтения. – 2014. – Т. 1. – №. 18.
8. Кузнецов А.М., Лосев Е.Д., Кузнецова Е.М., Янюшкин С.А. Анализ напряжений, возникающих в области режущей кромки при затачивании инструмента из минералокерамических материалов //Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. 2014. Т. 2. С. 93-97.
9. Popov V. Y., Yanyushkin A. S. Combined electro-diamond grinding of high speed steels //International Journal of Advances in Machining and Forming Operations. – 2012. – Т. 4. – №. 1. – С. 91.
10. Янюшкин А. С. и др. Применение алмазных кругов на металлической связке для комплексной подготовки металлорежущего инструмента //Системы. Методы. Технологии. – 2013. – №. 4. – С. 105-109.
11. Архипов П. В. и др. Режущие свойства алмазного инструмента на металлической связке при шлифовании высокопрочных материалов //Ъ–Декабрь. – 2016. – С. 21.
12. Архипов П. В. и др. Повышение эффективности комбинированного электрохимического шлифования твердых сплавов алмазными кругами на металлической связке //Научные технологии в машиностроении. – 2017. – №. 2. – С. 3-8.
13. Yanyushkin A. S., Lobanov D. V., Arkhipov P. V. Research of influence of electric conditions of the combined electro-diamond machining on quality of grinding of hard alloys //IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2015. – Т. 91. – №. 1. – С. 012051.
14. Lobanov D. V. et al. Research of Influence Electric Conditions Combined ElectroDiamond Processing by on Specific Consumption of Wheel //IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – IOP Publishing, 2016. – Т. 142. – №. 1. – С. 012081.
15. Lobanov D. V. et al. The research into the effect of conditions of combined electric powered diamond processing on cutting power //Key Engineering Materials. – Trans Tech Publications, 2017. – Т. 736. – С. 81-85.
16. Попов В. Ю., Янюшкин А. С., Андронов А. Ю. Результаты комплексного изучения состава засаленного слоя алмазных кругов //Системы. Методы. Технологии. – 2014. – №. 1. – С. 114-120.

17. Попов В. Ю. и др. Исследование процесса засаливания алмазных шлифовальных кругов на металлической связке при обработке быстрорежущей стали Р6М5 //Механики XXI века. – 2010. – №. 9. – С. 101-104.
18. Янюшкин А. С., Попов В. Ю. Поверхность алмазного круга после электроалмазного шлифования быстрорежущей стали //Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. – 2002. – Т. 2. – С. 146-151.
19. Янюшкин А. С. и др. Физико-химическое взаимодействие инструментального и обрабатываемого материалов при комбинированном электрохимическом шлифовании //Труды Братского государственного университета. Сер. Естественные и инженерные науки. – 2012. – Т. 1. – С. 183.
20. Попов В. Ю. и др. Контактные процессы при алмазной обработке инструментальных материалов //Системы. Методы. Технологии. – 2014. – №. 3. – С. 68-74.
21. Янюшкин А. С., Архипов П. В. К вопросу о кристаллическом строении засаленного слоя //Решетневские чтения. – 2009. – Т. 1. – №. 13.
22. Попов В. Ю., Янюшкин А. С. Исследование поверхности алмазных кругов после комбинированной электроалмазной обработки быстрорежущей стали //Технология машиностроения. – 2013. – №. 11. – С. 26-30.
23. Архипов П. В., Янюшкин А. С., Ковалевский С. В. О природе засаливания шлифовальных кругов //Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. – 2008. – Т. 2. – С. 169-174.
24. Архипов П. В. и др. Шероховатость поверхности, обработанной электроалмазными методами //Труды Братского государственного университета. Серия: Естественные и инженерные науки. – 2014. – Т. 1. – С. 158-163.
25. Медведева О. И., Янюшкин А. С., Попов В. Ю. Расчет энергии адгезии контактных поверхностей при шлифовании инструментальных материалов различными методами //Наукоёмкие технологии в машиностроении. – 2014. – №. 5. – С. 14.
26. Янюшкин А. С. и др. Механизм образования защитных пленок на алмазных кругах с металлической связкой //Системы. Методы. Технологии. – 2010. – №. 5. – С. 132-138.
27. Архипов П. В. Повышение режущих свойств алмазных кругов на металлической связке путем устранения их засаливания : дис. – 2010.

Investigation of the bond between the greasy layer and the surface of the diamond circle after grinding the tungsten free hard alloys using the double etching method

E.D.Losev^{1a}, A.M.Kuznetsov¹, S.A.Suryev¹

¹Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, Russian Federation

^a_elk_@mail.ru

Key words: tungsten free hard alloy, a method of double etching, salting, greasy layer, diamond grinding wheel.

Plates of tungsten free hard alloys are more difficult to process material in comparison with carbide-tipped plates of titanium-cobalt and tungsten-cobalt groups. As methods of processing for these materials, it is recommended to use electric diamond grinding by the method of double etching. In the process of processing, circles on metal bonds become salted and lose their working capacity. We have researched the study of the bond between the greasy layer and the surface of the diamond circle during the treatment of tungsten free hard alloys using the double etching method. During the investigation, a foreign layer was found on the surface of the circle, the contact of which with the body of the circle is very tight. Even with an increase of about 2000, it is almost impossible to determine the interface between the newly formed layer and the bundle of the circle. To confirm the presence and composition of the greasy layer, spectrograms were taken from two sample sections. They showed that: this layer consists of titanium, copper, molybdenum and tin. On the

basis of the data obtained, it can be concluded that the formation of a greasy layer occurs under the influence of various physicochemical processes occurring at the contact boundary and has a diffusion-adhesive character.

УДК 621.7.015

Повышение технического уровня конструкторско-технологической подготовки производства на основе учета функциональных возможностей используемого оборудования

Русакова В. С.^{1,a}, Бокова Л. Г.^{1,b}

Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., ул. Политехническая, 77, г. Саратов, Россия

^alerok5.5ptk@mail.ru, ^bbokovalg@mail.ru

Ключевые слова: конструкторская подготовка, технологическая подготовка, многономенклатурная обрабатывающая система, размерные связи, мелкосерийное производство, единичное производство.

Проектирование и создание изделия трудоемкий и энергозатратный процесс. Перед каждым специалистом на предприятии стоит задача сделать этот процесс экономически выгоднее. Но при этом необходимо учесть, что каждый рабочий имеет разную квалификацию и принятые им решения могут иметь субъективный характер. Поэтому очень актуальны исследования и создание САПР ТП изготовления деталей. Опираясь на конкретное предприятие и учитывая его специфику, оборудование, оснастку и так далее необходимо совершенствовать конструкторско - технологическую подготовку производства. В настоящее время практически отсутствуют полноценные системы, позволяющие осуществлять автоматизированный синтез единичных ТП (прежде всего — маршрутных) на основании конструктивно-технологических моделей детали и исходной заготовки. Это объясняется сложностью, наличием трудноформализуемых этапов проектирования ТП, недостаточной разработанностью теории синтеза структур сложных систем.

В настоящее время актуальной остается проблема связи конструкторской и технологической подготовки производства. Все принятые решения осуществляются на основе опыта специалиста. Технологи и конструктора, работающие на предприятии часто не могут прийти к общему оптимальному решению, касательно изготовления изделия. В настоящее время конструкторская подготовка производства, осуществляемая на многих машиностроительных предприятиях, включает в себя проектирование новой продукции и модернизацию ранее производившейся, а также разработку проекта реконструкции и переоборудования предприятия или его отдельных подразделений. В процессе проектирования формируется конструкция, выбирается материал с требуемыми физико-химическими и механическими свойствами, определяется внешний вид, технико-экономические и другие показатели деталей. Результаты работы конструкторской подготовки оформляются в виде технической документации – чертежей, спецификаций материалов, деталей и узлов, образцов готовой продукции и т.п. Основой эффективности современного промышленного производства являются: сокращение срока изготовления продукции, снижение ее себестоимости и повышение качества[1]. Конструктор, спроектировав изделие, может не учесть некоторые особенности технологического оснащения предприятия, которые касаются его изготовления. Технолог же в свою очередь будет пытаться осуществить задуманное

конструктором, но из-за нехватки опыта, навыков решения могут быть технологически недопустимыми или не рациональными. Каждое предприятие обладает определенным видом оборудования и оснастки, которое позволяет выполнить обработку определенной точности и качества. И иногда задачи, поставленные конструктором осуществить невозможно. В условиях единичного и мелкосерийного производства требуется гибкость ТП. Необходима быстрая переналадка оборудования и рациональность принятых решений. Гибкость ТП обеспечивается автоматизированной поддержкой при рассмотрении многовариантных решений задач проектирования. Однако в настоящее время не обоснованы методики выбора вариантов размерных взаимосвязей конструктивных элементов детали на основе технологических возможностей имеющегося на предприятии оборудования с учётом складывающейся производственной ситуации.

Проанализировав ситуацию на конкретных предприятиях можно сделать вывод о том, что в настоящее время актуальной задачей является совершенствование конструкторско-технологической подготовки производства, выполняемой в условиях многономенклатурных обрабатывающих систем, путём разработки методики формирования размерных и точностных характеристик элементов детали при конструкторской подготовке производства с учётом технологических возможностей конкретной производственной системы с автоматизированной поддержкой принятия конструкторско-технологических решений. Поэтому в данном направлении работает Саратовский Государственный Университет им. Гагарина Ю.А.

Исследования ведутся в условиях мелкосерийного и единичного производства. Быстрый рост и совершенствование технологического оснащения механообрабатывающих производств способствует возможности быстрого налаживания и освоения выпуска нового вида продукции. Однако это приводит к увеличению временных и материальных затрат на конструкторско-технологическую подготовку производства и снижение качества принятых проектных решений при разработке конструкции деталей. Поэтому при выполнении проектных процедур конструкторского проектирования необходимо использовать по возможности автоматизацию труда конструктора и учёта производства, в котором запланировано изготовление создаваемых деталей. Такой подход позволит на основе учёта обеспечения эффективного функционирования производственной системы при изготовлении деталей осуществлять выбор их рациональных конструкций с учётом технологических возможностей оборудования в конкретном многономенклатурном производстве [2,3,4].

Предполагаемый подход включает в себя рассмотрение отдельных характеристик по изготовлению изделий, такие как оборудование, оснастка, которые используются на конкретном предприятии, а также параметры, которые можно получить с помощью данного оборудования (точность, качество получаемых поверхностей). Учитываются возможности оборудования, твердость обрабатываемого материала, размер и габариты заготовки. Основой предлагаемого подхода является последовательное пошаговое назначение отдельных конструктивных характеристик деталей с установлением взаимосвязей между конструктивными характеристиками и технологическими параметрами их получения. Для этого конструктору необходимо осуществить поиск и выбор рациональной схемы простановки размеров из множества их вариантов. Для осуществления рационального выбора пространственно-геометрической связи поверхностей между собой был разработан метод выбора простановки размеров из множества вариантов [5, 6]. Используя разные варианты простановки размеров и теорию графов, разрабатывается множество вариантов простановки размеров детали. На основе технических характеристик оборудования составляется таблица возможностей обработки поверхностей изделия для выбора наиболее рационального варианта. Применив графоаналитический метод, ТП представляется в математической форме. На основе информации по поверхностям осуществляют генерацию вариантов простановки размеров и их отсев по правилам теории базирования. Разработанный подход подразделяется на 3-и проектные процедуры:

1. Определение множества поверхностей детали и формирование диапазона их размерных и точностных характеристик, конструктивных элементов детали на основании функционального назначения детали в сборочном узле;
2. Формирование вариантов размерных взаимосвязей конструктивных элементов детали на основе учёта принципа единства баз;
3. Выполнение генерации, отсева и выбора возможных вариантов конструкторских размерных взаимосвязей поверхностей детали на основе анализа возможного использования поверхностей детали в качестве технологических баз в рамках рассматриваемой производственной системы.

Литература:

1. Бочкарев П.Ю. Принципы взаимодействия систем конструкторского и технологического проектирования и учета особенностей производственной системы [Текст] / П. Ю. Бочкарев, С. Г. Митин, Л. Г. Бокова// Международный технологический форум "Инновации. Технологии. Производство": сб. материалов науч.-техн. конф, посвящ. 100-летию со дня рождения гл. конструктора П. А. Колесова, г. Рыбинск, 23-25 мая 2015 г. - Рыбинск, 2015. - Т. 2. - С. 122-126.
2. Белов А.П. Выбор размерных характеристик поверхностей детали в системе планирования многономенклатурных технологических процессов// Журнал «Известия высших учебных заведений. Машиностроение». - 2013. № 12. С 7176.
3. Белов А.П. Совершенствование технологической подготовки производства на основе установления взаимосвязей между характеристиками конструктивных элементов деталей и принятием проектных решений при разработке технологических процессов/ А. П. Белов, П. Ю. Бочкарев // Вестник Саратовского государственного технического университета. - 2011. - N 56. - С. 23-27.
4. Митин С.Г. Совершенствование технологической подготовки на основе автоматизации проектирования операций механообработки [Текст] / С. Г. Митин, П. Ю. Бочкарев // Проблемы обеспечения и повышения качества и конкурентоспособности изделий машиностроения и авиадвигателестроения (ТМ-2015): материалы 7-й междунар. науч.-технической конф., г. Брянск, 21-23 сент. 2015 г. - Брянск, 2015. - С. 119-120.
5. Митин С.Г. Особенности создания автоматизированной системы планирования технологических процессов в условиях многономенклатурного механообрабатывающего производства [Текст] / С. Г. Митин, П. Ю. Бочкарев, Л. Г. Бокова// Системы проектирования, технологической подготовки производства и управления этапами жизненного цикла промышленного продукта (CAD/CAM/PDM-2011): тр. 12-й междунар. конф. / Ин-т проблем упр. РАН. - М., 2012. - С. 305-309.
6. Zhang, W.J. and Xie, S.Q., 2007. Agent technology for collaborative process planning: a review. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 32 (3-4), 315-325.

Increase in technological level of design-technology preparation of production on the basis of accounting of functionality of the used equipment

Rusakova V.S.^{1,a}, Bokova L.G.^{1,b}

Saratov State Technical University named after Gagarin Yu.A., ul. Polytechnic, 77, Saratov, Russia

^alerok5.5ptk@mail.ru, ^bbokovalg@mail.ru

Keywords: design preparation, technological preparation, the multinomenclature processing system, dimensional communications, small-scale production, single production.

Design and creation of a product labor-intensive and energy-intensive process. Each expert at the enterprise is faced by a task to make this process more economic. But at the same time it is necessary to consider that each worker has different qualification and decisions made by him can have subjective character. Therefore researches and creation of a CAD of TP of production of

details are very relevant. Leaning on the concrete enterprise and considering its specifics, the equipment, the equipment and so on it is necessary to improve конструкторско - technological preparation of production. In the present there are practically no full-fledged systems allowing to carry out the automated synthesis of single TP (first of all — route) on the basis of constructive and technological models of a detail and initial preparation. It is explained by complexity, existence of hardly formalizable design stages of TP, insufficient readiness of the theory of synthesis of structures of difficult systems.

УДК 621.9

Формирование структуры комплекса проектных процедур для эффективного выполнения сборки высокоточных изделий и сборочных единиц

Назарьев А.В.¹, Бочкарёв П.Ю.²

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.», 410054, Саратов, ул. Политехническая, 77.

¹alex121989@mail.ru, ²bpy@sstu.ru

Ключевые слова: высокоточная сборочная единица; сборочное производство; комплекс проектных процедур; структурный элемент; граф размеров, граф сопряжений элементов сборочной единицы; граф технологического процесса; генетический алгоритм.

В статье рассматривается организация комплексного подхода (комплекса проектных процедур), обеспечивающего эффективное выполнение сборочных операций на основе связи между технологической подготовкой обрабатываемого и сборочного производств высокоточных изделий.

Основной задачей сборки высокоточных узлов является обеспечение эксплуатационных характеристик таких изделий. Производственные показатели машиностроительной продукции определяются, как правило, точностью сборки, которая в подавляющем большинстве случаев зависит от погрешности размеров и формы комплектующих деталей [1-3].

Существующие методы достижения точности сборки не являются универсальными и зависят от типа производства и конструктивных особенностей изготавливаемых изделий. Кроме того, значительные трудности, особенно на этапе сборочного производства, создает влияние непознанных и неуправляемых причин, вызывающее непрогнозируемый разброс заданных эксплуатационных характеристик.

Именно поэтому необходимо проведение исследований по созданию комплексного подхода для решения вопросов, возникающих при изготовлении подобных изделий.

Предлагается подход (комплекс проектных процедур), который основывается на установлении связи между технологической подготовкой обрабатываемого и сборочного производств, с учетом требований, заложенных при проектировании изделия [4,5]. Данный подход позволит в зависимости от складывающейся производственной ситуации выбирать в системе автоматизированного планирования технологических процессов (САПЛ-ТП) [6-8] оптимальные технологические процессы обработки деталей, учитывающие требования последующей сборки, что, в свою очередь, позволит снизить трудоемкость, время изготовления и себестоимость, повысить качество и точность высокоточных изделий, а также сократить время и трудоемкость при технологической подготовке производства

(ТПП). Структура комплекса, представленная в общем виде на рис. 1, включает в себя следующие процедуры:

- 1) Анализ высокоточной сборочной единицы (высокоточного изделия) и требований к ее (его) сборке;
- 2) Анализ возможных технологических процессов обработки деталей, входящих в высокоточную сборочную единицу;
- 3) Выбор на основе анализа рациональных технологических процессов обработки деталей.

Рассмотрим подробнее первую процедуру. Исходными данными для ее проведения являются конструкторская документация на сборочное изделие и детали, задействованные в сборке, и, полученные на основе обработки конструкторской документации, базы данных.

Для реализации процедуры необходимо выполнение нескольких этапов:

- Разбиение высокоточного изделия или высокоточной сборочной единицы на структурные элементы.
- Определение плоскостей для проведения конструкторского размерного анализа (КРА) отдельных структурных элементов и сборки в целом.
- Формирования размерных цепей конструкторского размерного анализа.

Структурный элемент – элемент сборочной единицы или сборочная единица в целом с определенным функциональным назначением. По компоновочному решению структурные элементы могут быть условно разделены на три группы (см. рис. 2).

Разбиение сборочной единицы основано на принципах системного анализа, что позволяет унифицировать решения по размерному анализу элементов сборочных изделий и разработать математические модели для формализации проектных процедур структурного анализа.

Для автоматизации проведения КРА применена математическая модель представления и анализа деталей и сборок (в том числе и высокоточных), исходными данными для которой являются полученные графы сопряжений сборочной единицы и графы размеров [9].

На рис. 3 представлена схема разбиения высокоточного изделия (структурного элемента) и его последующего конструкторского размерного анализа в общем виде.

Исходными данными для процедуры анализа возможных технологических процессов обработки деталей, входящих в высокоточную сборочную единицу, является множество вариантов технологических процессов изготовления деталей, задействованных в сборке, полученное в САПЛ-ТП.

Технологический размерный анализ заключается в построении графов возможных технологических процессов изготовления деталей. Граф представляет собой совмещение двух деревьев: производного и исходного. Производное дерево отображает технологические размеры, а исходное дерево – конструкторские размеры и размеры припусков. Таким образом, граф технологического процесса позволяет в закодированной форме представить геометрическую структуру технологического процесса обработки и является его математической моделью. Применение таких математических моделей позволит выбирать технологические процессы обработки элементов, удовлетворяющие требованиям по точности изготовления и требованиям сборки изделия.

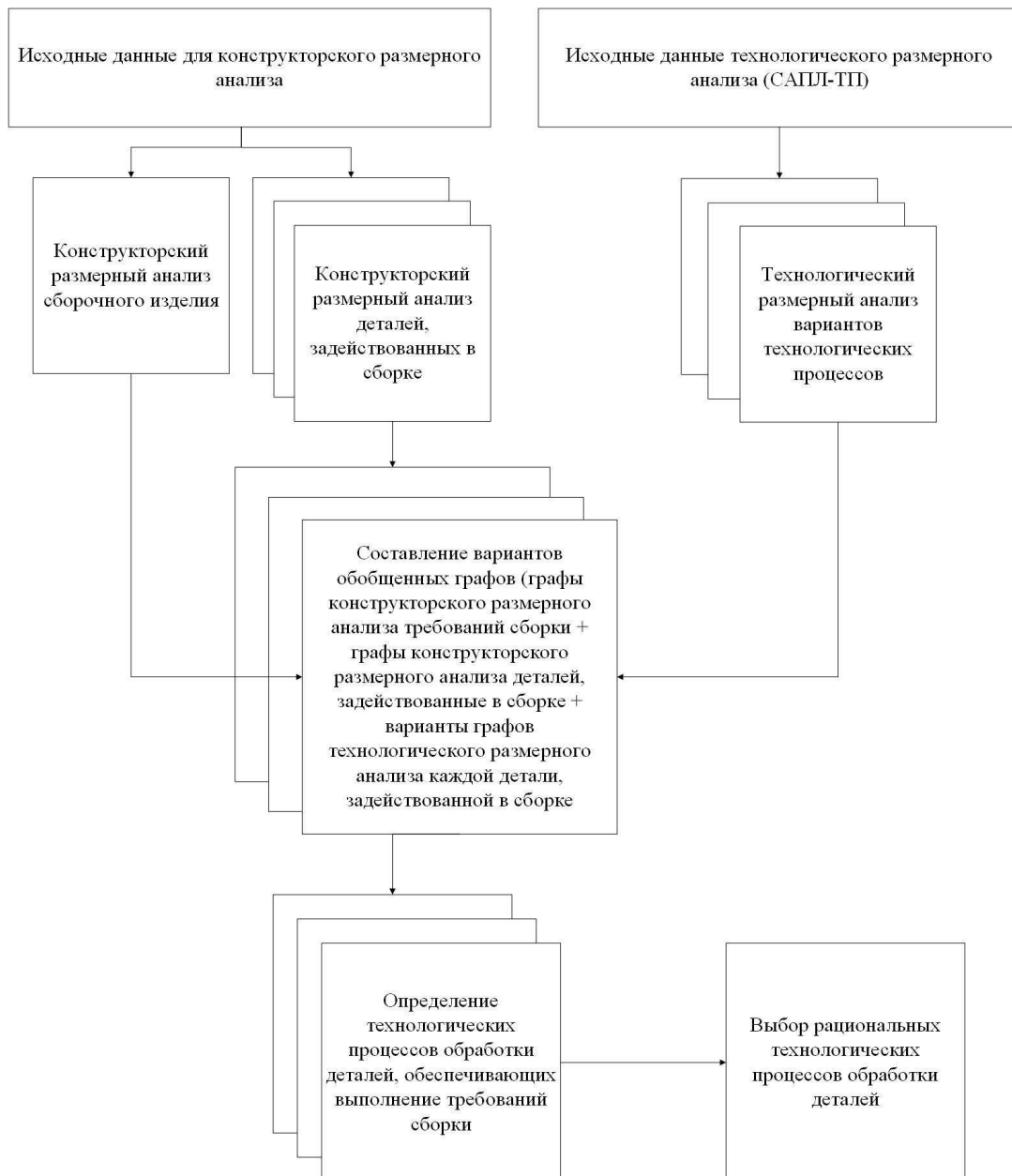


Рис. 1. Структура комплекса проектных процедур

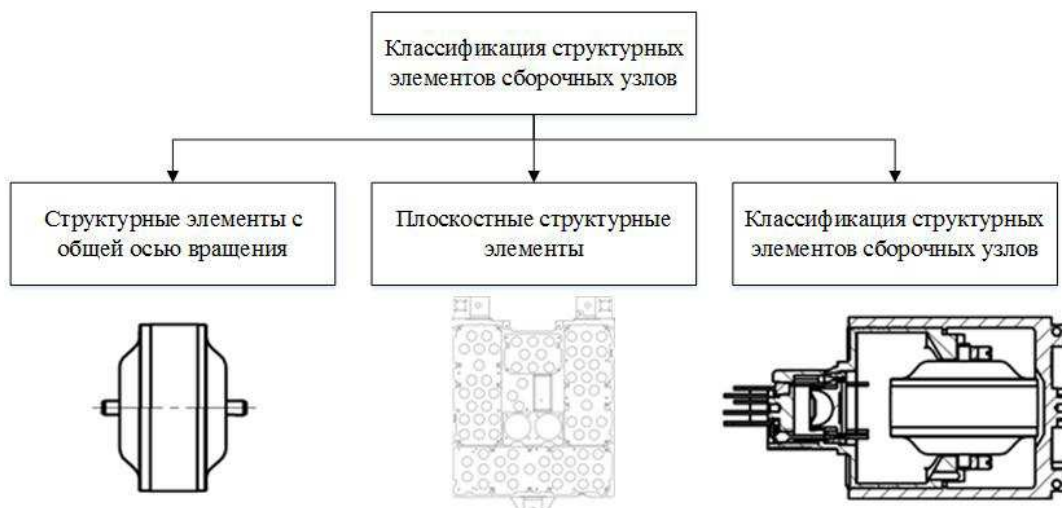


Рис. 2. Классификация структурных элементов по компоновочному решению

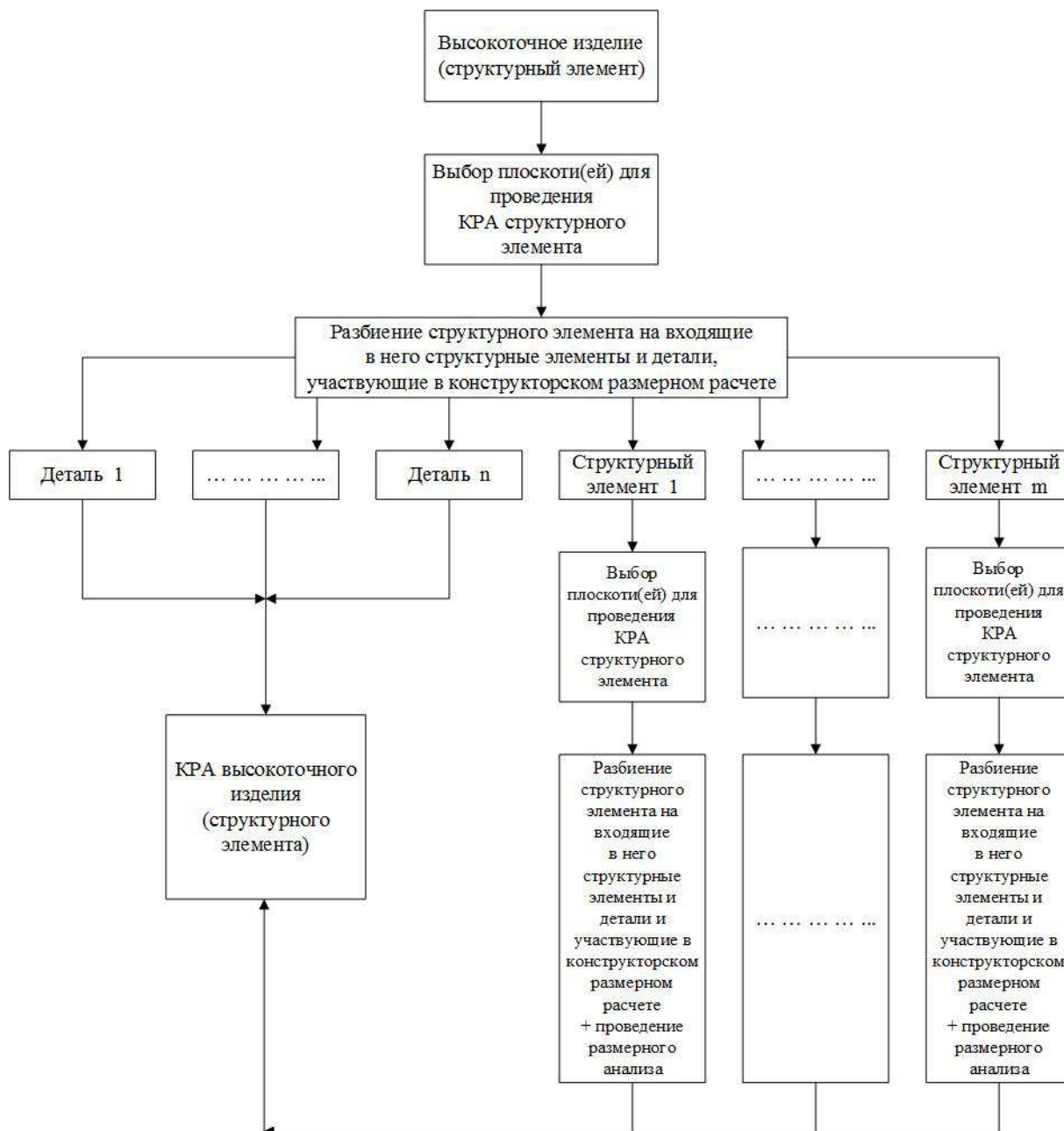


Рис. 3. Схема разбиения высокоточного изделия (структурного элемента) и его последующего конструкторского размерного анализа в общем виде

На рис. 4 (а, б) представлены размерные схемы (радиальное направление) двух вариантов технологических процессов для детали «Втулка» и их расчет на точность с применением теории графов, где A - конструкторские размеры, T - технологические размеры, Z – размер исходной заготовки, 3 – припуски на механическую обработку.

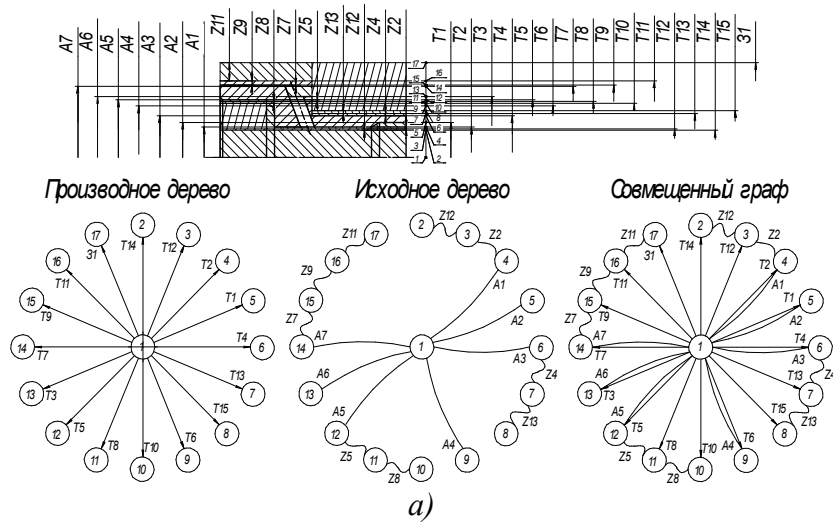


Рис. 4 а. Размерная схема и расчет на точность для технологического процесса №1 детали «Втулка»

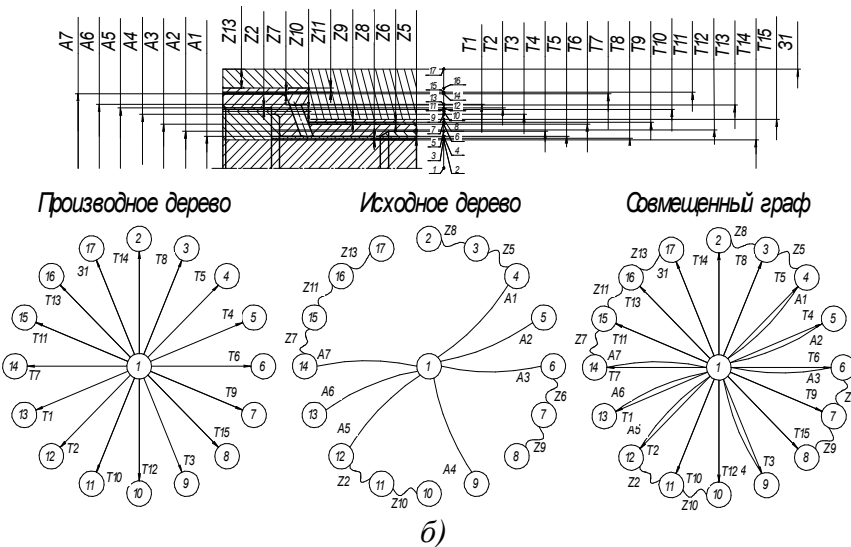


Рис. 4 б. Размерная схема и расчет на точность и для технологического процесса №2 детали «Втулка»

Для автоматизации расчета технологических размерных цепей использован подход, исходными данными для которого являются граф технологического процесса и размерные цепи. В нем используются две матрицы: номинальных размеров и допусков. Преимущества данного подхода: отсутствие необходимости выявления увеличивающих и уменьшающих звеньев, отдельных размерных цепей и составления уравнений расчета; для расчета всех размеров и их допусков требуется составить только две матрицы смежности – допусков и номинальных размеров и размерную цепь; алгоритм не требует особой нумерации поверхностей; позволяет автоматизировать расчеты цепей отклонения формы и расположения; одинаково подходит для размерного расчета технологических процессов деталей как типа «тело вращения», так и более сложных изделий [10, 11].

На заключительном этапе выбирается множество технологических процессов изготовления деталей, удовлетворяющих требованиям сборки. Критерий выбора – получение максимально возможного числа сборочных комплектов.

Из них, в свою очередь, определяется вариант рационального технологического процесса с учетом складывающейся производственной ситуации. Выбор варианта рационального технологического процесса осуществляется по следующим критериям:

- количество операций технологических процессов изготовления деталей (N_{on});

- общее количество технологических переходов для каждого из технологических процессов изготовления деталей ($N_{пер}$);

- однородность технологического оборудования ($K_{одн.техн.оборуд.}$).

Выбор рационального технологического процесса осуществляется методом многокритериальной оптимизации с применением генетического алгоритма для определения весовых коэффициентов важности каждого из критериев [12-14].

Заключение В данной статье представлена структура и проанализированы подходы для реализации комплекса проектных процедур, обеспечивающего эффективное выполнение сборочных операций на основе связи между ТПП обрабатывающего и сборочного производств высокоточных изделий, с учетом требований, заложенных при проектировании изделия. Внедрение данного комплексного подхода в САПР-ТП является актуальной задачей, так как комплекс проектных процедур позволит учитывать реально складывающуюся производственную ситуацию и выбирать рациональные технологические процессы обработки деталей с учетом требований сборки, что позволит снизить трудоемкость, время изготовления и себестоимость, повысить качество и точность высокоточных изделий, а также сократить время и трудоемкость при ТПП. Кроме того, в статье сформулировано понятие структурного элемента сборочной единицы (изделия) и приведена классификация структурных элементов.

Литература:

1. Кесоян, А. Г. Исследование влияния изогнутости оси деталей на точность прецизионной сборки [Текст] / А. Г. Кесоян, Л. А. Рабинович // Известия ВолгГТУ. – 2006. - №3. – С. 40-42.
2. Суслов, А. Г. Научные основы технологии машиностроения / А. Г. Суслов, А. М. Дальский. - М.: Машиностроение, 2002. - 684 с.
3. Базров, Б. М. Основы технологии машиностроения: учебник / Б. М. Базров. - М.: Машиностроение, 2005. - 736 с.
4. Назарьев, А.В. Организация эффективного выполнения сборочных операций высокоточных изделий авиационно-космической техники [Текст] / А.В. Назарьев, П.Ю. Бочкарев // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. - 2017. - № 1. - С. 227–235.
5. Назарьев, А.В. Технологическое обеспечение изготовления высокоточных сборочных узлов [Текст] / А.В. Назарьев, П.Ю. Бочкарев // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. - № 3 (41). - С. 84-89.
6. Бочкарев, П.Ю. Проектирование технологических операций механообработки в системе планирования технологических процессов [Текст] / П.Ю. Бочкарев, В.В. Шалунов, Л.Г. Бокова // Вестник Саратовского государственного технического университета. - 2009. - Т. 3. - № 1. - С. 46–54.
7. Иванов, А.А. Формализация описания и метода поиска оптимальной реализации технологических процессов механообработки в системе планирования технологических процессов [Текст] / А.А. Иванов, П.Ю. Бочкарев // Вестник Саратовского государственного технического университета. - 2015. - Т. 3. - № 1. - С. 76–85.
8. Разманов, И.А. Обоснование системы показателей для оценки уровня проектных решений различных этапах подготовки многономенклатурных производств [Текст] / И.А. Разманов, С.Г. Митин // Новая наука: проблемы и перспективы. - 2016. - №2-1. - С. 180–183.
9. Гречников, Ф.В. Проектирование технологических процессов сборки по критериям точности [Текст] / Ф.В. Гречников, С.Ф. Тлустенко // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. - 2011. - № 3-4. - С. 38–43.
10. Thimm, G. A graph theoretic approach linking design dimensioning and process planning. Part 1: Designing to process planning / G. Thimm, G.A. Britton, S.C. Fok // International Journal of Advanced Manufacturing Technology. – 2004. – P. 261–271.
11. Мухолзоев, А.В. Алгоритм модуля автоматизированного расчета технологических размерных цепей [Текст] / А. В. Мухолзоев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2015. – Т.15, №3. – С. 48-55.

12. Курейчик В.М. Генетические алгоритмы и их применение. – Таганрог: изд. ТРГУ, 2002. – 244с.
13. Батищев Д.И. Генетические алгоритмы решения экспериментальных задач. Нижегородский госуниверситет. – Нижний Новгород: изд. ННГУ, 1995. – 62с.
14. Bierwirth C. Production Scheduling and Rescheduling with Genetic Algorithms / C. Bierwirth, Mattfeld D. C. // Evolutionary Computation. – 1999. – V. 7. – P. 1-17.

Forming of structure of complex of design procedures for effective execute of assembly of high-precision products and assembly units

Nazaryev A.V.¹, Bochkaryov P.Yu².

Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, 77 Politechnicheskaya street, Saratov, 410054, Russian Federation.

¹alex121989@mail.ru, ²bpy@sstu.ru

Keywords: high-precision unit; assembly production; complex of design procedures; structure element; graph of the sizes, graph of the mating of elements of assembly; graph of manufacturing method; genetic algorithm.

In the present paper the discipline of the holistic approach (complex of design procedures) which provide the effectiveness of the realization of the assembly operations is considered. The effective realization of the assembly operations is based on the links between the process design of the manufacturing of the high-precision products and the process design of the assembly production of the high-precision products.

УДК 621.7

Структура функционально-ориентированного технологического процесса

Михайлов А.Н.^{1,a}, Костенко А.В.^{2,b}

¹ Донецкий национальный технический университет, ул. Артема, 58, Донецк, 83001, Донецкая Народная Республика

² Камчатский государственный технический университет, ул. Ключевская 35, г. Петропавловск-Камчатский, 683003, Российская Федерация

^a tm@fimm.donntu.org, ^b andr13kost@list.ru

Ключевые слова: функционально-ориентированная технология, единый ресурс, судовой агрегат, структура технологического процесса, модель технологических преобразований.

Функционально-ориентированные технологии позволяют решить актуальную задачу судового машиностроения обеспечения единого ресурса судового агрегата, состоящего из деталей, выполненных из различных материалов и работающих в разных условиях. В работе показана модель технологических преобразований. Данная модель позволяет реализовывать принцип единого или кратного ресурса агрегата. В статье приведены множества топологических пространств предмета обработки, множества технологических воздействий. Приведено выражение для всех способов технологических воздействий в общем виде. Получены выражения, описывающие структуру технологического

функционально-ориентированного процесса. Эти выражения описывают максимально и минимально возможную длительность технологического воздействия на предмет обработки. Кроме того, позволяют представить в общем виде целостную систему изготовления различных деталей одного агрегата на базе принципа единого ресурса.

Введение. Актуальной для судового машиностроения является задача изготовления деталей и агрегатов, имеющих заданный ресурс, увязанный с межремонтными пробегами судов. Функционально-ориентированные технологии позволяют решить задачу обеспечения необходимого ресурса. Сложность заключается в разнообразии материалов и условий эксплуатации деталей.

Цель статьи – определить структуру функционально-ориентированного процесса, позволяющего реализовывать заданный ресурс судовых агрегатов.

Основная часть. На рис. 1 показана схема модели технологических преобразований, использование которой позволяет реализовывать принцип единого (или кратного) ресурса агрегата, т.е. создавать агрегаты, детали которых будут иметь заданный ресурс, например, с учетом системы технического обслуживания и ремонта, что является актуальным для водного транспорта, находящегося длительное время вдали от ремонтных баз. Модель состоит из объектов определенного иерархического уровня, например, под объектом можно подразумевать изготовление отдельной детали судового дизеля, например, цилиндрической втулки. Элементарные процессы в этом случае зависят от глубины технологии и могут выполнять преобразования на уровне всего изделия в целом, частей изделия, составляющих частей изделия, зон, макрозон, микрозон, нанозон [1,2]. Кадровое обеспечение, техническое обеспечение и технологические среды осуществляют заданное технологическое воздействие $N(t_k)$ материального $S_0(t_k)$, энергетического $E_0(t_k)$ и информационного $I_0(t_k)$ типов на предметы обработки (заготовки, изделия) и реализуют процесс технологических преобразований заготовок в изделия, которые имеют вход U и выход W .

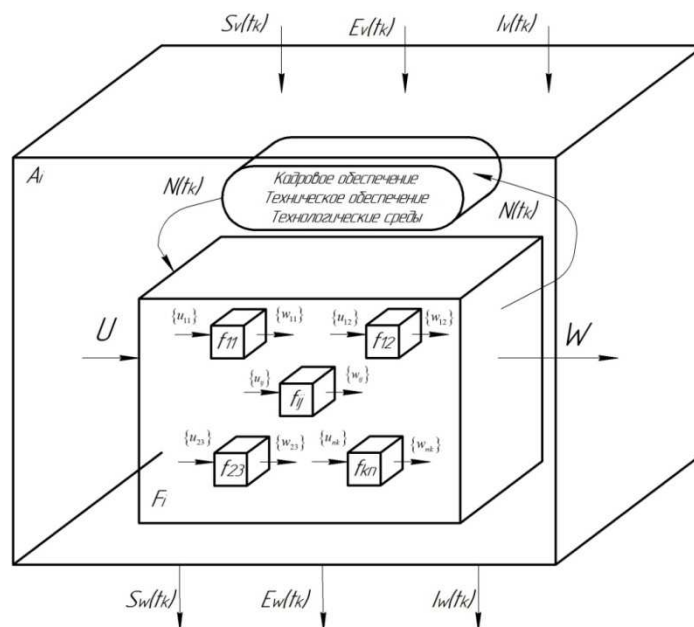


Рис. 4. Модель технологических преобразований:

f_i – элементарные процессы технологических преобразований; F_i – процесс технологических преобразований; A_i – объект технологической системы производства.

Заготовку с ее свойствами можно представить в виде некоторого множества $M(t_0)$, в котором свойства определяются определенными отношениями между точками и подмножествами. Тогда изделие представляется в виде множества $M(t_k)$, в котором

реализованы эксплуатационные свойства, также представленные определенными отношениями между точками и подмножествами [3].

В процессе функционирования технологической системы происходит преобразование заготовки в изделие. Поэтому, проходя этапы технологических преобразований за счет технологических воздействий, в каждый момент времени будет существовать соответствующее множество $M(t_i)$. Таким образом, имеем множество топологических пространств предмета обработки (заготовки):

$$M = \{M(t)\} = \{M(t_0), M(t_1), M(t_2), \dots, M(t_k)\}, \quad (1)$$

Преобразование свойств происходит через воздействие оборудования во временной последовательности, что также можно представить в виде следующего множества технологических воздействий:

$$O = \{O(t)\} = \{O(t_0), O(t_1), O(t_2), \dots, O(t_k)\}, \quad (2)$$

При этом текущее множество $O(t_i)$ представляет собой также набор множеств технологических воздействий:

$$O(t_i) = \{S_w(t_i), E_w(t_i), I_w(t_i)\},$$

(3)

где $S_w(t_i)$ – множество элементов технологического воздействия материального характера в момент времени t_i ; $E_w(t_i)$ – множество элементов технологического воздействия энергетического характера в момент времени t_i ; $I_w(t_i)$ – множество элементов технологического воздействия информационного характера в момент времени t_i .

Множества $S_w(t_i)$, $E_w(t_i)$ и $I_w(t_i)$ представляют набор соответствующих элементов:

$$S_w(t_i) = \{s_{i1}, s_{i2}, \dots, s_{in}\}; \quad E_w(t_i) = \{e_{i1}, e_{i2}, \dots, e_{in}\}; \quad I_w(t_i) = \{i_{i1}, i_{i2}, \dots, i_{in}\}. \quad (4)$$

Тогда, для того, чтобы представить множество, соответствующее конкретному набору способов технологических воздействий оборудования на обрабатываемую заготовку следует упорядочить множества (4) путем упорядочивания элементов s_i , e_i и i_i . В этом случае, с использованием декартового произведения, получаем упорядоченное множество технологических воздействий в момент времени t_i :

$$O_0(t_i) = S_w(t_i) \times E_w(t_i) \times I_w(t_i). \quad (5)$$

Учитывая, что элементы s_i , e_i и i_i принадлежат соответствующим множествам $S_w(t_i)$, $E_w(t_i)$ и $I_w(t_i)$, запишем выражение для всех способов технологических воздействий в общем виде:

$$O_0(t_i) = \{(s_{iv}, e_{iv}, i_{iv}) | s_{iv} \in S_w(t_i) \wedge e_{iv} \in E_w(t_i) \wedge i_{iv} \in I_w(t_i)\} \quad (6)$$

Полученное выражение (6) позволяет описать любое технологическое воздействие на заготовку. Для этого следует в соответствии со способом обработки задать соответствующий кортеж $(s_i, e_i$ и $i_i)$, элементы которого будут соответствовать режиму обработки.

Как отмечалось выше, в процессе технологических преобразований заготовки в изделие заданные свойства получают в результате целенаправленного технологического воздействия оборудования. В то же время, свойства являются характеристическим образом технологического воздействия [3]. Тогда технологическое воздействие – это прообраз свойств. Отсюда, процесс технологических преобразований – это отображение прообразов множеств элементов технологического воздействия материального, энергетического и информационного характера на образ эксплуатационных свойств изделия, что можно записать в виде взаимно-однозначного (биективного) отображения:

$$f : O_0(t_i) \rightarrow C(t_i), \quad (7)$$

где f – отображение, действующее из множества $O_0(t_i)$ в множество $C(t_i)$; $C(t_i)$ – множество эксплуатационных свойств изделия (заготовки, предмета обработки).

Выражение (7), как и (6), является общим для всех способов технологических преобразований заготовки в изделие.

Предмет обработки проходит последовательно многочисленные промежуточные состояния в соответствии с алгоритмом, при этом меняются свойства от начального до конечного состояния. Имеем совокупный технологический процесс, который «распадается» на подпроцессы, в которых частичные реализуются технологические преобразования

$$N_i = S_{wi} \cup E_{wi} \cup I_{wi}. \quad (8)$$

Подпроцессы могут состоят из операций, при этом глубина «распада» зависит от уровня разложения детали на функциональные элементы в соответствии с уровнем глубины технологии [4], вплоть до наноуровня.

Однако, и это следует отметить особенно, необходимо, чтобы вся описанная совокупность процессов, подпроцессов и операций представляла собой целостную структуру, которая, собственно, и будет характеризовать внутреннюю организацию, порядок и построение технологического функционально-ориентированного процесса. Структура технологического процесса, в общем случае, представляет собой множество

$$Str_T = \{X, Y\}, \quad (9)$$

где X – множество элементов; Y - множество отношений между элементами.

Граничные значения структуры можно представить следующим образом [1]:

$$Str_{T_{max}} = x_{i1} \vee x_{i2} \vee \dots \vee x_{in}; \quad (10)$$

$$Str_{T_{min}} = x_{i1} \wedge x_{i2} \wedge \dots \wedge x_{in}. \quad (11)$$

Выражение (10) представляет максимально возможную длительность технологического воздействия на предмет обработки и минимальную производительность, а выражение (11), соответственно, минимально возможную длительность технологического воздействия на предмет обработки и максимальную производительность.

Возвращаясь к особенностям функционально-ориентированных технологий, а именно, возможности деления детали на функциональные элементы [5] (в случае деления до наноуровня – семь уровней) на основе выражений (10) и (11) запишем выражения, описывающие структуру технологического функционально-ориентированного процесса

$$Str_{T_{max}} = \{ \{ \{ \{ \{ \{ \left[(x_{11}^7 \vee \dots \vee x_{1n}^7) \vee x_{11}^6 \right] \vee \left[(x_{21}^7 \vee \dots \vee x_{2n}^7) \vee x_{12}^6 \right] \vee \dots \dots \vee \left[(x_{11}^7 \vee \dots \vee x_{1n}^7) \vee x_{11}^6 \right] \} \vee x_{11}^5 \} \dots \vee x_{11}^4 \dots \} \vee x_{11}^3 \dots \} \vee x_{11}^2 \dots \} \vee x_{11}^1; \quad (12)$$

$$Str_{T_{min}} = \{ \{ \{ \{ \{ \{ \left[(x_{11}^7 \wedge \dots \wedge x_{1n}^7) \wedge x_{11}^6 \right] \wedge \left[(x_{21}^7 \wedge \dots \wedge x_{2n}^7) \wedge x_{12}^6 \right] \wedge \dots \dots \wedge \left[(x_{11}^7 \wedge \dots \wedge x_{1n}^7) \wedge x_{11}^6 \right] \} \wedge x_{11}^5 \} \dots \wedge x_{11}^4 \dots \} \wedge x_{11}^3 \dots \} \wedge x_{11}^2 \dots \} \wedge x_{11}^1, \quad (13)$$

где верхний индекс возле элементов показывает уровень глубины технологии.

Полученные выражения (12) и (13), как уже было замечено выше, являются граничными по длительности. Для конкретной детали, с учетом глубины технологии, используемых технологических воздействий и других факторов, могут быть получены промежуточные значения.

Выводы. Полученные выражения, описывающие структуру функционально-ориентированного процесса, позволяют представить в общем виде целостную систему изготовления различных деталей одного агрегата на базе единого принципа, в частности, на базе принципа единого ресурса.

Литература:

1. Михайлов А.Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения / А.Н. Михайлов. – Донецк : ДонНТУ, 2009. – 346 с.
2. Михайлов А.Н. Особенности синтеза технологического процесса поршня судового дизеля на основе функционально-ориентированного подхода / А.Н. Михайлов, А.В. Костенко // Механики XXI века. – 2016. - №15. – С. 31-36.
3. Михайлов А.Н. Основы проектирования и автоматизации производственных процессов на базе технологий непрерывного действия / А.Н. Михайлов. – Донецк : ДонНТУ, 2006. – 421 с.

4. Костенко А. В. Синтез структуры функционально-ориентированного процесса изготовления цилиндрических втулок на основе анализа работы судовых дизелей / А. В. Костенко // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. – 2017. – Т. 9. – № 1. – С. 176-186.

5. Михайлов А.Н. к вопросу об особенностях проектирования функционально-ориентированных технологий производства деталей судовых дизелей / А.Н. Михайлов, А.В. Костенко, А.В. Лукичев, Е.А. Степанова // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – 2017. - №2 (57). – С. 29-37.

Structure of the functionally-oriented technological process

Mikhaylov A.^{1,a}, Kostenko A.^{2,b}

¹ Donetsk National Technical University, 58 Artema st, 83001, Donetsk, 83001, Donetsk People's Republic

² Kamchatka State Technical University, 35 Kluchewskaya st, 683003, Petropavlovsk-Kamchatsky, Russian Federation

^a tm@mech.dgtu.donetsk.ua, ^b andr13kost@list.ru

Keywords: functionally-oriented technology, single resource, ship unit, the structure of the technological process, the model of technological transformation.

Functionally-oriented technologies allow solving the actual task of shipbuilding industry to ensure a single resource of the ship unit. Ship units have parts that made of different materials and working in different conditions. The model of technological transformations is shown in the work. This model allows to implement the single or multiple resource principle of the units. The article contains sets of topological spaces of the object of processing and sets of technological impacts. The equation for all methods of technological impacts in general form is given. The equations describing the structure of the technological functionally-oriented process are deduced. These equations describe the maximum and minimum possible duration of the technological impact on the object of processing. In addition, the equations represent, in general terms, an integral system for the manufacture of various parts of a single unit.

УДК 621.91.01

К вопросу о моделировании сил резания, возникающих в процессе механической обработки незвольвентных зубчатых колес

Канатникова П.А.^{1, a}, Канатников Н.В.^{1, b}, Пашментова А.С.^{1, c},
Гуков А.А.^{1, d}

¹ Орловский государственный университет им. И.С. Тургенева, ул. Комсомольская 95, Орел, Россия

^a PolinaKanatnikova@yandex.ru, ^b NVKanatnikov@yandex.ru, ^c adjourn@yandex.ru,

^d a.gukov123@gmail.com

Ключевые слова: обработка резанием, моделирование резания, незвольвентные зубчатые колеса, силы резания, режущий инструмент

В работе предложен подход к моделированию механической обработки незвольвентных зубчатых колес, основанный на методологии пространственного отображения схемы резания, дополненной исследованиями физики процесса резания,

выполненными в виртуальной среде. Данный подход позволит решать нелинейные пространственные задачи механики деформируемого твердого тела и учитывать в модели специфические особенности процесса механической обработки незвольвентных зубчатых колес. Развитием работы станет получение зависимостей, связывающих силу резания, возникающую в процессе обработки незвольвентных зубчатых колес с конструкторско-технологическими параметрами резания. Работа выполнена при поддержке гранта Российского фонда фундаментальных исследований № 18-38-00037\18.

Введение.

В настоящее время на машиностроительных предприятиях происходит переход к цифровым и интеллектуальным производственным технологиям. «Умное» производство успешно развивается применительно к процессам обработки лезвийным инструментом. Однако темпы внедрения интеллектуальных технологий в производственную практику не удовлетворяют задачам ускоренного экономического развития страны. Цифровые технологии внедряются в наиболее распространенные и хорошо изученные технологические процессы (точение, фрезерование). Однако в конструкциях современных машин и механизмов широко применяются детали, рабочие поверхности которых требуют более сложной механической обработки (зубчатые колеса незвольвентного профиля, винты насосов и т.д.). Такими деталями комплектуются различного рода моментопередающие механизмы, используемые в автомобилях, морских судах, строительных и горных машинах, сельскохозяйственной технике, авиации и других отраслях.

Для внедрения новых технологических процессов обработки незвольвентных зубчатых колес требуется проведение адекватного количества лабораторных и производственных исследований. В настоящее время замена натуральных экспериментов виртуальными невозможна. Существующие подходы к виртуальному моделированию резания не адаптированы для исследования обработки незвольвентных зубчатых колес ввиду следующих особенностей процесса:

I нестандартная конструкция режущей части инструмента;

II кинематика процесса резания (непрерывное изменение геометрии стружки и углов резания);

III L- и/или U- образная стружка (стружка формируется вершинной и боковыми режущими кромками, сходя по передней поверхности резца, фрагменты стружки накладываются друг на друга, вызывая в инструменте дополнительные нагрузки).

Современное состояние исследования.

Основой модели, прогнозирующей силу резания, могут являться методы аналитического [1, 2], эмпирического [3, 4, 5, 6], численного [7, 8, 9, 10] и гибридного моделирования [11].

Применение аналитических моделей, позволяет получить обобщенные решения для тел простой формы с учетом ряда упрощений. Численные методы позволяют успешно моделировать как малые, так и большие величины силы резания, а также решать задачи в двух- и трехмерном пространстве. Широко использовать численные методы для решения задач моделирования резания стало возможно только с недавнего времени, благодаря развитию и увеличению уровня доступности специальных программных средств и вычислительных мощностей. Эмпирические модели отличает высокая точность и простота применения, однако для их разработки требуется массив экспериментальных данных, а область применения ограничена.

В настоящее время наибольшее распространение получил эмпирический подход, основанный на использовании значения удельной составляющей силы резания на единицу длины режущего лезвия («Mechanistic Force Modelling» в зарубежной литературе). Сущность метода заключается в определении удельных сил на единицу длины режущего лезвия и последующем суммировании их по всем режущим кромкам, участвующим в резании. Данным методом могут быть рассчитаны силы для процессов резания инструментом с нестандартным профилем, когда в процессе съема стружки участвуют сразу несколько

кромки. Ю. Н. Стеблецов использовал данный подход для расчета силы резания, возникающей при фрезеровании зубчатых колес с профилем Новикова [3, 4]. Р.В. Анисимов рассчитывал данным методом силу, возникающую при зубодолблении внутренних невольвентных зубчатых колес [5]. L. Berglind и D. Plakhotnik на основе данного подхода разработали модель для расчета сил резания, возникающих при обработке деталей произвольной конфигурации на пяти координатных фрезерных центрах [6].

Недостатком данного подхода является то, что в случае необходимости внесения в отработанный технологический процесс каких-либо изменений (использование новых режимов обработки, использование нового режущего инструмента и др.) необходимо произвести калибровку модели для уточнения поправочных коэффициентов. Калибровка реализуется путем проведения комплекса экспериментальных исследований. После калибровки модели, ошибка прогноза будет менее 5% [12].

Для предсказания практических результатов обработки широкие перспективы открывает использование подхода гибридного моделирования, соединяющего в себе положительные качества экспериментальных и теоретических методов исследований [11]. Однако такой подход до настоящего времени полностью не реализован. Это связано с тем, что долгое время, как в России, так и за рубежом преимущественно развивалось аналитическое моделирование процессов механической обработки, ввиду недостатка вычислительных мощностей и программных средств, численному моделированию уделялось значительно меньшее внимание.

Моделирование процесса механической обработки.

Целью работы авторского коллектива является установление закономерностей, связывающих силу резания, возникающую в процессе механической обработки невольвентных зубчатых колес с регулируемыми конструкторско-технологическими параметрами процесса (скоростью резания, подачей, углами заточки режущих лезвий).

Для достижения поставленной цели, на данном этапе работы, решается задача разработки модели механической обработки невольвентных зубчатых колес на основе синтеза методов аналитического, эмпирического и численного моделирования.

Входными данными для моделирования являются: геометрия режущей кромки инструмента, скорость резания, подача, поведение материала во время деформации, условия контакта между заготовкой и инструментом, кинематика процесса резания.

При моделировании приняты следующие допущения: заготовка неподвижна, все необходимые для формообразования движения совершает инструмент, инструмент абсолютно однородный и абсолютно твердый, поверхность инструмента имеет однородную структуру, обрабатываемый материал имеет геометрически и физически нелинейную структуру, деформирование заготовки описывается методом Джонсона-Кука. Расчетная схема для моделирования представлена на рисунке 1.

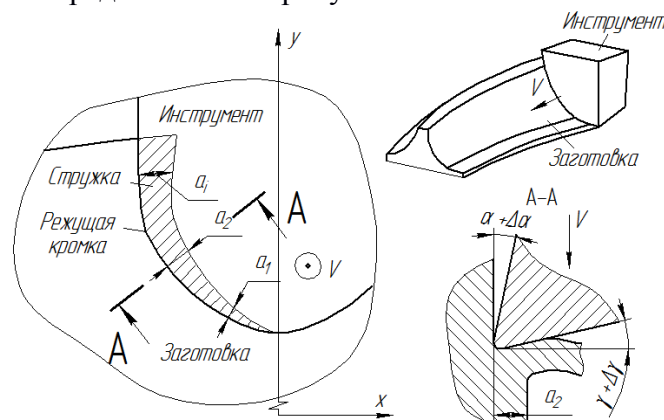


Рис. 1. Расчетная схема для определения параметров моделируемого процесса (a_1 , a_2 , a_i – геометрические параметры стружки срезаемой режущей кромкой, V – скорость резания; γ , α – передний и задний углы резания; $\Delta \gamma$, $\Delta \alpha$ – кинематическое изменение переднего и заднего углов резания)

Моделирование реализовано в три этапа (рисунок 2):

I. Аналитическое моделирование процесса механической обработки невольвентного зубчатого колеса.

Используя метод матричного преобразования координат, выводится выражение описывающие движения режущей кромки в процессе резания (пространственное отображение схемы резания). Далее, используя подход, предложенный А.С. Тарапановым и Г.А. Харламовым, основанный на векторном анализе пространственного отображения схемы резания [13], производится расчет геометрических параметров срезаемой стружки и кинематического изменения переднего и заднего углов резания.

II. Трехмерное моделирование режущего инструмента и заготовки.

Создаются трехмерные твердотельные модели инструмента и заготовки. Модели разрабатываются в среде Kompas и хранятся с использованием формата данных *.STL. В качестве модели режущего инструмента выступает объект, имеющий геометрию, аналогичную геометрии режущих лезвий резца для обработки невольвентного зубчатого колеса. С целью упрощения модель лишена конструктивных элементов, не оказывающих влияния на процесс резания. Модель заготовки представляет собой элемент венца невольвентного зубчатого колеса в виде боковой стороны и впадины зуба. Модели построены на основе входных данных и информации о геометрических параметрах снимаемой стружки и кинематическом изменении переднего и заднего углов резания, полученной на этапе аналитического моделирования.

III. Испытания в виртуальной среде.

Модели инструмента и заготовки экспортируются в среду численного моделирования DEFORM 3D. Используемое для трехмерного моделирования резания программное обеспечение основано на применении неявного метода Лагранжа, т.е. сетка конечных элементов формирует заготовку и последовательно деформируется с ней. При этом неструктурированная тетраэдральная сетка конечных элементов моделируется с использованием специальной системы автоматической генерации сетки. Данный метод подходит для моделирования переходных и дискретных процессов обработки (разрыв сетки при резании).



Рис. 2. Схема исследования влияния регулируемых конструкторско-технологических параметров системы на силу резания, возникающую в процессе обработки невольвентных зубчатых колес

Выводы.

Предложенный подход к моделированию механической обработки неэвольвентных зубчатых колес, основанный на методологии пространственного отображения схемы резания, дополненной исследованиями физики процесса резания, выполненными в виртуальной среде, позволит решать нелинейные пространственные задачи механики деформируемого твердого тела и учитывать в модели специфические особенности процесса механической обработки неэвольвентных зубчатых колес. В дальнейшем, будут получены зависимости, связывающие силу резания, возникающую в процессе обработки неэвольвентных зубчатых колес с конструкторско-технологическими параметрами резания.

Результаты работы позволят подтвердить гипотезу о том, что зависимости для расчета значений удельных составляющих силы резания на единицу длины режущего лезвия могут быть получены в результате проведения виртуальных экспериментальных исследований. Подтверждение данной гипотезы позволит заменить часть натуральных экспериментальных исследований, необходимых для внедрения новых технологических процессов на виртуальные экспериментальные исследования, тем самым, сократив сроки и стоимость подготовки производства.

Благодарности.

Работа выполнена при поддержке гранта Российского фонда фундаментальных исследований № 18-38-00037\18.

Литература:

1. Fang N., Jawahir I. S. An analytical predictive model and experimental validation for machining with grooved tools incorporating the effects of strains, strain-rates, and temperatures // *CIRP Annals-Manufacturing Technology*. – 2002. – Т. 51. – №. 1. – С. 83-86.
2. Wang X., Jawahir I. S. Recent advances in plasticity applications in metal machining: slip-line models for machining with rounded cutting edge restricted contact grooved tools // *International Journal of Machining and Machinability of Materials*. – 2007. – Т. 2. – №. 3-4. – С. 347-360.
3. Стеблецов Ю. Н., Тарапанов А. С., Михайлов Г. А. Экспериментальное исследование сил резания при обработке зубчатых колес передачи Новикова // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. – 2011. – №. 6. – С. 95-101.
4. Стеблецов Ю. Н., Тарапанов А. С. Определение сил резания процесса нарезания зубчатых колес передачи Новикова червячными фрезами // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. – 2010. – №. 5-2. – С. 31-34.
5. Анисимов Р. В., Тарапанов А. С. Силы резания при зубодолблении колес с внутренними зубьями неэвольвентного профиля // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. – 2012. – №. 5. – С. 86-93.
6. Berglind L., Plakhotnik D., Ozturk E. Discrete Cutting Force Model for 5-Axis Milling with Arbitrary Engagement and Feed Direction // *Procedia CIRP*. – 2017. – Т. 58. – С. 445-450.
7. Jin X., Altintas Y. Prediction of micro-milling forces with finite element method // *Journal of Materials Processing Technology*. – 2012. – Т. 212. – №. 3. – С. 542-552.
8. Wang Z. G. et al. A hybrid cutting force model for high-speed milling of titanium alloys // *CIRP Annals-Manufacturing Technology*. – 2005. – Т. 54. – №. 1. – С. 71-74.
9. Matsumura T., Usui E. Predictive cutting force model in complex-shaped end milling based on minimum cutting energy // *International Journal of Machine Tools and Manufacture*. – 2010. – Т. 50. – №. 5. – С. 458-466.
10. Tamura S., Matsumura T., Arrazola P. J. Cutting force prediction in drilling of titanium alloy // *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*. – 2012. – Т. 6. – №. 6. – С. 753-763.
11. Arrazola P. J. et al. Recent advances in modelling of metal machining processes // *CIRP Annals-Manufacturing Technology*. – 2013. – Т. 62. – №. 2. – С. 695-718.
12. Altintas Y., Merdol S. D. Virtual high performance milling // *CIRP Annals-Manufacturing Technology*. – 2007. – Т. 56. – №. 1. – С. 81-84.
13. Харламов, Г. А., Тарапанов А. С. Теория проектирования процессов лезвийной обработки. / Г. А. Харламов, А. С. Тарапанов. – М.: Машиностроение. – 2003.

Modeling the cutting forces arising in the machining of non-involute gears

Kanatnikova P.A.¹, Kanatnikov N.V.¹, Pashmentova A.S.¹, Gukov A.A.¹

¹Orel State University named after I.S. Turgenev, 95 Komsomolskaya st., Orel, Russian Federation

^a PolinaKanatnikova@yandex.ru, ^b NVKanatnikov@yandex.ru, ^c adjourn@yandex.ru,

^d a.gukov123@gmail.com

Keywords: Cutting processing, cutting modeling, non- involutes gears, cutting forces, cutting tool

Abstract. The paper suggests an approach to modeling the machining of non-involute gears, based on the methodology of the spatial mapping of the cutting scheme, supplemented by studies of the physics of the cutting process performed in a virtual environment. This approach will allow solving nonlinear spatial problems of the mechanics of a deformed solid body and take into account the specific features of the process of machining non-involute gears in the model. The development of the work will be the obtaining of dependencies linking the cutting force arising in the process of processing non-involute gears with design and technological parameters of cutting. The work was supported by the grant of the Russian Foundation for Basic Research No. 18-38-00037\18.

УДК 621. 793/.795, УДК 629.9, УДК 629.083

Реализация функционально-ориентированного подхода к финишной обработке шаровых опор на основе направленной виброрезонансной обработки

Михайлов А.Н.^{1,a}, Лукичев А.В.^{1,b}, Матвиенко С.А.^{1,c}, Стрельник Ю.Н.^{2,d}

¹Донецкий национальный технический университет, ул. Артема, 58, Донецк, ДНР

²Донецкая академия транспорта, пр. Дзержинского, 7, Донецк, ДНР

^a mntk21@mail.ru, ^b a_lukichov@mail.ru , ^c serge-matvienko@yandex.ru ,

^d yura-strelnik@yandex.ru

Ключевые слова: технологическое воздействие, шаровая опора, упрочнение, ремонт, функционально-ориентированные свойства.

В статье рассмотрен функционально-ориентированный подход (ФОП) к обеспечению надежности шаровых опор автомобилей на базе технологических воздействий при финишной обработке с использованием направленной акустической отделочно-упрочняющей обработки в квазиупругой среде (АООКУС). Обеспечение надежности деталей в течение всего жизненного цикла зависит от как качества изготовления, так и от качества системы технического обслуживания и ремонта (ТОиР). Предложена анализ функциональных поверхностей шаровых опор для реализации принципов ФОП. Установлено, что направление вибрационного воздействия при АООКУС оказывает влияние на параметры поверхностного слоя: микротвердость, шероховатость, структура поверхности. Приведены результаты экспериментальных исследований натуральных образцов для оценки возможности реализации предложенного метода, как на этапе изготовления, так и при ТОиР. Синтез функционально-ориентированных технологий (ФОТ) на каждом этапе наполняется новым информационным содержанием технологических воздействий. В результате использования ФОП повышается надежность шаровых опор.

Постановка проблемы. Анализ последних исследований и публикаций. На безопасность автомобиля наибольшее влияние оказывает состояние элементов ходовой части автомобиля. Одним из основных элементов от которого зависит безопасность является шаровой шарнир подвески автомобиля. От момента создания до сегодняшнего шарового шарнира произошло множество изменений в его конструкции, но по-прежнему шаровая опора является максимально часто выходящей из строя (более 30% неисправностей подвески автомобиля) [1, 2]. Шаровой шарнир автомобиля и надежность его работы являются залогом безаварийного перемещения транспортного средства.

Шаровой шарнир – это, конструктивно, не что иное, как шарнир, которым ступица колеса крепится к рычагу подвески. Главная ее задача – давать колесам свободу перемещения в горизонтальной плоскости и исключать – в вертикальной. Шаровой шарнир является тем элементом, который, наряду с амортизаторами и сайлентблоками, обеспечивает все ходовые преимущества современного автомобиля в скорости, динамике разгона и торможения, а также управляемости. Он также применяется в рулевых наконечниках, рулевых тягах и трапециях, в плавающих сайлентблоках, и стойках стабилизатора.

В ходе активного использования, шаровые опоры испытывают серьезные нагрузки и, в зависимости от места расположения или конструкции подвески, могут нести на себе большую часть всей массы транспортного средства, вынуждены принимать на себя систематические удары при передвижении. Главной причиной нарушения работоспособности шаровой опоры есть сильный износ взаимодействующих поверхностей, что ведет к увеличению зазора между корпусом и пальцем. При чрезмерном износе шаровой опоры ударные нагрузки способны привести к вырыванию пальца из корпуса и прекращению работоспособности автомобиля [3].

Обеспечить полностью функционально-ориентированные свойства (ФОС) зон, поверхностей шарового шарнира в процессе изготовления сложно, так как реальные условия эксплуатации могут существенно отличаться от заданных, необходима их коррекция в процессе ТОиР, в том числе восстановление на новом уровне. То есть ФОП должен сопутствовать деталям ТС на протяжении всего жизненного изделия: от конструирования и изготовления, до исчерпания полного срока эксплуатации и утилизации [4, 5]. Осуществить ФОП к созданию и обеспечению ФОС на протяжении всего срока службы можно только за счет создания и реализации новых комбинированных ФОТ [6, 7, 8]. На сегодняшний момент под оптимизацией финишной обработки стоит понимать выбор наиболее рационального способа отделочно-упрочняющей обработки (ОУО) для данных условий производства из всех существующих. Оптимизация финишной обработки заключается в нахождении проектных параметров и параметров плана, при которых целевая функция имеет минимум или максимум. К целевой функции ОУО относится: обеспечение максимального срока службы деталей при наименьшей технологической себестоимости обработки [9].

При этом рабочая поверхность должна быть достаточно твердой, иметь сжимающие остаточные напряжения, мелкодисперсную структуру, сглаженную форму микронеровностей с большой площадью опорной поверхности. Надёжность агрегатов и механизмов машин определяется эксплуатационными свойствами (усталостной прочностью, коррозионной стойкостью, износостойкостью и др.) деталей узлов трения. В связи с этим актуальны научные разработки технологий, обеспечивающие качество ПС средне- и малогабаритных деталей пар трения, к рабочим поверхностям которых предъявляются высокие требования по прочности и износостойкости [10].

Цель исследования. Проанализировать возможность применения ФОП к деталям типа «шаровой шарнир» и исследовать изменения характеристик поверхностного слоя при реализации АООКУС.

Материалы и результаты исследований. Используя ФОП для повышения долговечности шаровой опоры ее поверхности были рассмотрены с точки зрения максимального износа зон, поверхностей (рис. 1). Установлено, что максимальный износ основной шаровой поверхности наблюдался на поверхностях, близких к нормальям

восприятия ударных вертикальных нагрузок. Т.е. максимальное упрочнение необходимо в зонах 1, 3. Для этого на этапе финишной обработки предлагается использовать методом виброрезонансной обработки – АООКУС [10]. Этот метод не изменяет макрогеометрию сложной шаровой поверхности, зато позволяет изменить свойства поверхностного слоя (шероховатость, микротвердость, структуру, топографию) в заданных зонах.

АООКУС относится к отделочно-упрочняющей обработке (ОУО) без снятия припуска металла. Поэтому для достижения заданного качества ПС и точных размеров детали ему должен предшествовать один из видов размерной обработки резанием. Сущность АООКУС состоит в действии механических резонансных колебаний звукового частотного диапазона на деталь, погруженную в квазиупругую среду. Операционная последовательность технологического процесса формирования ПС при АООКУС следующая: 1) генератор формирует импульсы диапазона 727-8000 Гц, которые подаются на звуковую колебательную систему (ЗКС); 2) ЗКС передает детали механические вынужденные резонансные колебания с амплитудой до 100 мкм; 3) электрический сигнал с установленного на заготовке вибродатчика перемещений подается на входы измерительной аппаратуры; 4) в момент резонанса в системе генератор - деталь происходит резкое и максимальное увеличение амплитуды колебаний; 5) основным регулируемым режимом обработки является длительность процесса.

Основными технологическими параметрами АООКУС являются: – амплитуда колебательных смещений, зависящая от параметров ЗКС, в диапазоне от 30 мкм до 80 мкм; – длительность обработки, в интервале от 5 до 20 минут. В соответствии с существующей классификацией АООКУС является комбинированным динамическим механохимическим методом. По технологическому назначению АООКУС относится к безразмерным методам обработки; по виду применяемого обрабатывающего инструмента – к группе методов обработки технологическим ППД.

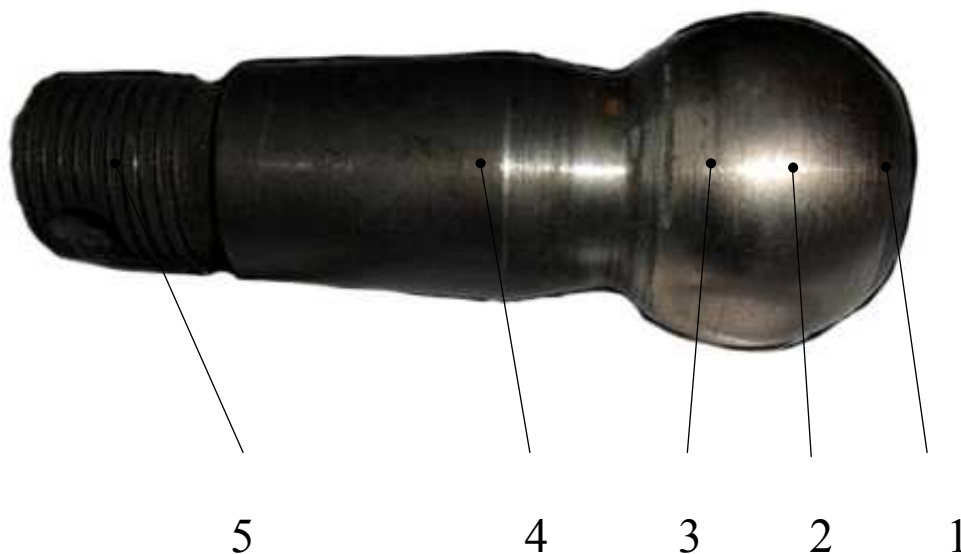


Рис. 1. Примеры износа шарового пальца

1- нижняя зона максимального износа, 2 – средняя зона шарнира, 3- верхняя зона максимального износа, 4 – износ конической части, 5 - износ резьбы.



Рис. 2. Общий вид образца для исследования

АООКУС характеризуется следующими явлениями: - динамическим воздействием технологической жидкости, выражаемым квазиупругой силой; - механическим взаимодействием среды и материала детали в виде вязкого трения; - старением (вибростабилизацией напряжений); - кавитационными процессами. Процесс АООКУС представляет собой сложный комплекс механо-физикохимических явлений, оказывающих существенное влияние на состояние ПС обрабатываемой поверхности детали. Получение технологического эффекта предопределяются состоянием обрабатывающей среды и характерными её параметрами.

Для исследований было предложено провести эксперимент на алюминии АД-0 ГОСТ 4784-97. Образец был взвешен и исследован по параметрам микротвердости и шероховатости до обработки. В качестве образца использовалась пластина шириной 20 мм, длиной 60 мм, толщиной 7 мм (рис 2). После оценки образец был обработан методом виброрезонансной обработки – АООКУС. Обработка проводилась в минеральном масле на установке для виброрезонансной обработки – АООКУС. Длительность обработки составила 15 минут, при резонансной частоте. Краткие результаты по изменению микротвердости и шероховатости (по 5 образцам) приведены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1

Микротвердость для АД0 после обработки на резонансной частоте 3800 Гц, НР

№	Обрабатываемая поверхность	Время обработки на резонансной частоте, мин			
		0	5	10	15
1	Торцевая нижняя	84	89	94,5	97
2	Торцевая верхняя	84	87	92	94,5
3	Боковая	84	86	88	89,5

Таблица 2

Результаты измерений шероховатости поверхности пластин после обработки в упругой среде, R_a , мкм (И-40, объем 500 мл, частота 3800Гц)

№	Обрабатываемая поверхность	Время обработки на резонансной частоте, мин			
		0	5	10	15
1	Торцевая нижняя	1,745	1,540	1,440	1,210
2	Торцевая верхняя	1,760	1,580	1,470	1,290
3	Боковая	1,63	1,54	1,49	1,38

Снятый образец вытерли, взвесили, и с помощью профилометра с поверхности записали несколько профилограмм длиной 2-3 мм по предварительно намеченным траекториям. После этого были определены микротвердость и маслоёмкость ПС. Полный анализ параметров шероховатости поверхности образцов проводился по параметрам R_a , S_m ,

R_p , R_v , tp . Микротвердость образца до и после обработки была оценена с помощью стационарного твердомера NOVOTEST ТС-Р.

Рассмотрев все полученные результаты, можно сделать следующие выводы: а) самый большой эффект наблюдается при обработке в резонансной частоте, на протяжении 10-15 минут, (при увеличении времени значения твердости будет продолжать возрастать но менее существенно); б) увеличение объема рабочей среды положительно влияет на твердость обрабатываемой поверхности, в то время как на показатели шероховатости такое влияние имеет уменьшение объема; в) максимальное влияние обработки на поверхностях перпендикулярных направлению колебаний, т.е. влияние нормальных напряжений превышает влияние касательных напряжений; г) наибольшее увеличение твердости происходит в резонансном режиме. Следовательно, для достижения рациональных показателей твердости и качества поверхности необходимо найти оптимальное значение всех технологических параметров.

Для детали типа «шаровая опора» направление воздействия при АООКУС должно совпадать с направлением наибольших нагрузок при эксплуатации. Т.е. при обработке максимально будут упрочняться поверхности 1, 3 (рис. 1), которые подвержены максимальному износу. При этом реализуется принцип ФОП, который позволяет выявить наиболее напряженные при эксплуатации поверхности, зоны точки. После этого возможно определить комплекс ФОТ, применимый для шаровых шарниров, найти в нем место для предлагаемого авторами метода АООКУС.

Для оценки состояния непрозрачной поверхности заготовки были подготовлены микрошлифы. Для этого образец был разделен на несколько частей. Одна была направлена на обработку. После этого обе части заготовки подвергли распиливанию и доводке поверхности до необходимой шероховатости соблюдая меры предосторожности от нагрева.

Чтобы выявить структуру, был создан рельеф химическим травлением. Визуальные исследования обработанной и необработанной поверхностей производились на металлографическом микроскопе МИМ 7 с кратность увеличения от 16 до 1440. Результаты визуального исследования представлены на рисунке до обработки рис.3 а и после обработки рис.3 б. Резонансная виброобработка в квазиупругой среде позволяет получить топографию обрабатываемой поверхности близкую к рациональной (эксплуатационной). Получаемый рельеф обеспечивает: высокую фактическую площадь контакта; минимальную удельную нагрузку на поверхность, вследствие увеличения опорной длины профиля; рациональную маслоёмкость поверхности, за счёт большего количества микровпадин с плавными краями; и соответственно высокую износостойкость деталей.

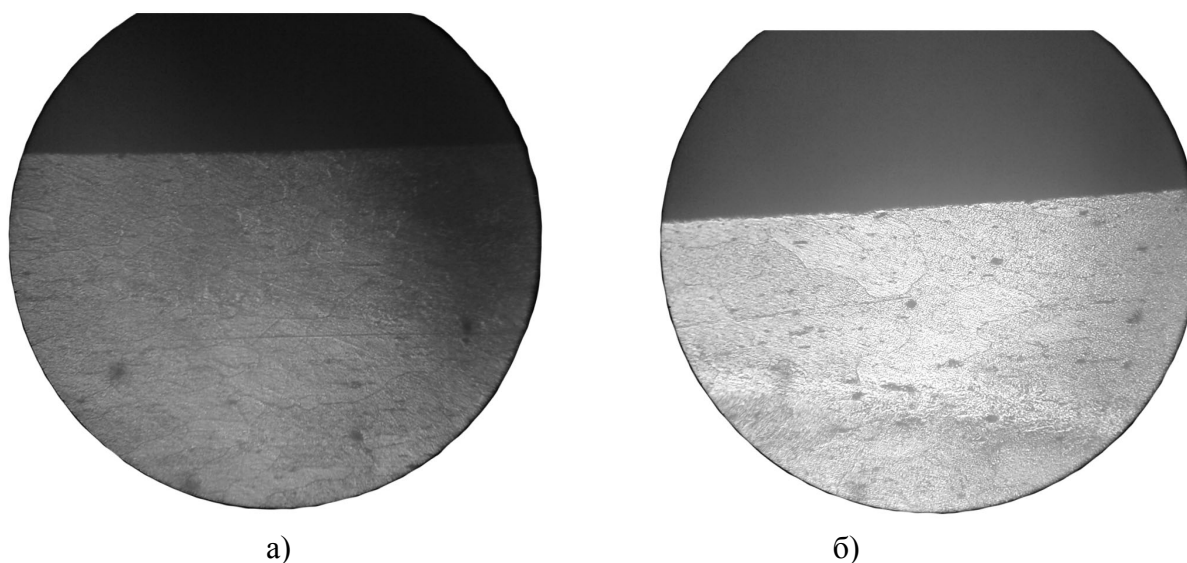


Рис. 3. Поверхность образца до обработки (а) и после обработки (б)

Обработанные детали (полирование +АООКУС) имеют поверхность с зеркальным блеском без следов предыдущей операции (или со сглаженными следами), царапин, прожогов, шагреньевых участков и других дефектов. При этом наблюдается образование рабочих поверхностей с субмикрорельефом, залечивающим дефектные зоны.

Выводы: Основными причинами возникновения дефектов шаровых опор при эксплуатации являются: изменение геометрических параметров; износ по массе; пластические деформации; усталостные разрушения; коррозия; физико-химическое изменение материала детали. Эти дефекты можно существенно сократить при использовании ФОР к созданию новых ФОР с применением АООКУС.

Литература:

1. Раймпель, Й. **Шасси** автомобиля: Конструкции подвесок [Текст] / Раймпель Й // Пер. с нем. В. П. Агапова. – М.: Машиностроение, 1989. – 328 с.
2. Родионов Ю.В., Войнов А.А. Анализ причин отказов шаровых опор легковых автомобилей / Интеллект. Инновации. Инвестиции. – 2017. - № 4 – С. 79-83.
3. Радченко С.Ю., Новиков А.Н., Катунин А.А., Тебекин М.Д. Анализ видов повреждений шаровых шарниров / Мир транспорта и технологических машин. – 2012 - № 1 – С. 8-13.
4. Суслов А.Г. Инженерия поверхности деталей / А.Г. Суслов [и др.]; под ред. А.Г. Суслова. – М.: Машиностроение, 2009. – 320 с.
5. Михайлов А.Н., Лукичев А.В., Костенко А.В., Сакно О.П. Функционально ориентированный подход к системе технологических воздействий при техническом обслуживании и ремонте транспортных средств / Механики XXI века: научное периодическое издание по материалам XVI всероссийской науч.-техн. конф. с международным участием, Братск – Братск: ФГБОУ ВО «БрГУ» 2017. – №16. – С. 27-33.
6. Mikhaylov, A. General approach to development of machine building composition technologies / A. Mikhaylov, A. Nedashkovskiy, D. Mikhaylov // ModTech International Conference 24-26 May 2012. – Sinaia: Romania, 2012. – Vol. II. – P. 577–580.
7. Greitemann, J. Technology lifecycle-oriented search for production technologies [Text] / J. Greitemann, M. A. Zaggi, M. Hehl, C. Raasch, G. Reinhart // CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology. – 2017. – Vol. 16, January. – P. 21–33.
8. Weckenmann, A. Function-oriented Measurements – The Path from Macro to Micro and Nano Range [Text] / A. Weckenmann, W. Hartmann. – Procedia Engineering. – 2013. – Vol. 63. – P. 861–872.
9. Лукичев А.В., Матвиенко С.А., Стрельник Ю.Н. Оптимизация финишной обработки деталей за счёт применения способа акустической ОУО в квазиупругих средах / Les problèmes contemporains de la technosphère et de la formation des cadres d'ingénieurs // Recueil des exposés des participants de la IX Conférence internationale scientifique et méthodique à Soukhoum (Abkhazie), 01 - 09 octobre 2016. – Donetsk : UICM, 2016. – p. 128-131.
10. Матвиенко С.А. Технологическое обеспечение качества поверхностного слоя деталей машин на основе акустической отделочно-упрочняющей обработки в квазиупругих средах / Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук, ДонНТУ, г. Донецк: 2016. - 194 с.

Realization of the functional-oriented approach near finish treatment of spherical bearing on the basis of the directed vibroresonant treatment

Mikhaylov A.N.^{1a}, Lukichov A.V.^{1b}, Matvienko S.A.^{1,c}, Strelnik Yu.N.^{2,d}

¹Donetsk national technical university, Artema Str., 58, Donetsk, DPR

² Donetsk academy of transport, pr. Dzerzhinskogo, 7, Donetsk, DPR

^amntk21@mail.ru, ^ba_lukichov@mail.ru, ^cserge-matvienko@yandex.ru, ^dyura-strelnik@yandex.ru

Keywords: technological action, spherical bearing, work-hardening, repair, functional-oriented approach

Functional-oriented approach (FOA) to reliability control of vehicles of spherical bearing of cars on the base of technological actions at finish treatment with the use of the directed acoustic finishing consolidating treatment in a quasi-elastic environment (AFTQEE) is considered in the article. Providing of reliability of details during all life cycle depends on both qualities of making and from quality of the system of the technical service and repair (TSaR). Offer analysis of functional surfaces of spherical bearing for realization of principles of FOA. direction of vibration at AFTQEE has influence on the parameters of superficial layer: microhardness, roughness, structure of surface. Results over of experimental researches of model standards are brought for the estimation of marketability of an offer method at making and TSaR. The synthesis of the functional-oriented technologies (FOT) on every stage is filled with new informative maintenance of technological actions. As a result the hierarchy of FOA reliability of spherical bearing rises.

УДК 681.3.069

Методика назначения оптимального комплекта контрольного инструмента при технологической подготовке механообрабатывающего производства

Решетникова Е.П., Бочкарев П.Ю.

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А., г. Саратов, ул. Политехническая 77, Саратов, Россия
rigrpose22@mail.ru, bpy@mail.ru

Ключевые слова: комплекс технологических решений, оптимальный комплект средств контроля, автоматизация назначения контрольного инструмента.

В статье предложена методика назначения рационального комплекта средств измерений в автоматизированной технологической подготовке механообрабатывающего производства. Совершенствование технологии обработки высокоточных деталей механообрабатывающих производств имеет существенное значение в передовой промышленности, так как данные изделия характеризуются жесткими, постоянно возрастающими требованиями к точности и качеству изготовления. В связи с этим вопрос обеспечения высокого качества контрольных операций с целью достижения необходимой точности размерных параметров становится актуальным. Разрабатываемая система планирования технологических процессов в Саратовском государственном техническом университете имени Гагарина Ю.А. является решением вопроса обеспечения необходимого качества обработки поверхностей изготавливаемых высокоточных изделий с повышением производительности процесса изготовления деталей и сокращения их себестоимости.

Предлагаемая методика назначения оптимального комплекта контрольных средств в системе планирования технологических процессов предполагает совершенствование организации процесса контроля деталей при их производстве посредством его автоматизации.

Современное механообрабатывающее производство переживает процесс перехода к автоматизации основных ее этапов. Особенность развития которого, состоит в постоянном росте объема и сложности проектных работ в области технологической подготовки производства (ТПП). В этих условиях важнейшим является обеспечение высокого качества изготавливаемой продукции. Совершенствование проектных процедур контроля при технологической подготовке производства один из ее важнейших этапов.

Цель работы состоит в автоматизации контрольных операций в рамках планирования ТПП при назначения оптимального комплекта контрольных инструментов в автоматическом режиме. Для достижения поставленной цели необходимо решения ряда взаимосвязанных задач [1]:

- формирование баз данных контрольных инструментов и контролируемых поверхностей деталей;
- генерация всех возможных вариантов контрольных инструментов с учетом реальной производственной ситуации;
- назначение в автоматическом режиме оптимального комплекта контрольного инструмента.

Анализ работ [2-4] по формированию систем автоматизации проектирования технологической подготовки производства выявил как положительные результаты, которые позволяют сократить трудоемкость технологических процессов, что способствует сокращению временных и материальных затрат в целом на производство, таки и недостатки. Вопрос повышения производительности процесса контроля поверхностей деталей требует принципиального решение в комплексе технологических решений, что обеспечит в итоге заданное качество изготавливаемой продукции.

При разработке системы автоматизированного планирования технологических процессов важно устранить указанные недостатки путём полной автоматизации всех проектных процедур, в том числе и процедур контроля. Научная новизна статьи заключается в создании модели формализации процедуры назначения оптимального комплекта средств контроля в рамках системы планирования технологических процессов, которая позволит сократить временные и материальные затраты при проектировании и реализации технологических операций в условиях многономенклатурных механообрабатывающих производств.

В Саратовском государственном техническом университете имени Гагарина Ю.А. под руководством Бочкарева П.Ю. разрабатывается автоматизированная система планирования технологических процессов в многономенклатурном производстве (САПЛ-ТП) [4]. В данной работе предлагается методика назначения рационального комплекта средств измерений в САПЛ-ТП.

Решение задачи оптимизации и назначения рационального комплекта средств измерений - это поиск такого варианта контрольного инструмента из числа возможных в определенных условиях, который обеспечивает минимальные трудовые и материальные затраты при проведении контрольных операций продукции заданного качества.

Процесс решения задачи назначения рационального комплекта контрольных инструментов целесообразно разделить на три стадии в соответствии с решением указанных задач для создания методики оптимизации назначения комплекта контрольного инструмента.

На первой стадии генерируется множество возможных вариантов контрольных инструментов.

На второй стадии производится отсев нерациональных вариантов из сформированного множества.

На третьей – выбор рациональных комплектов контрольных инструментов для реализации контрольных операций в соответствии с учетом сложившейся производственной ситуации.

1 стадия: генерация множество возможных вариантов контрольных инструментов.

Исходными данными на данном этапе обозначаются как множество возможных сочетаний поверхностей для контроля из базы данных системы САПЛ-ТП и множество возможных вариантов контрольных инструментов, на основе базы данных имеющихся в производственной системе средств измерений. Выбор последовательности генерации определяется в зависимости от количества вариантов перебора и время вычислений. Для этого необходимо определение критерия соответствия, по которому из всего многообразия средств измерения, имеющейся в базе данных, отсекалось бы как можно больше типоразмеров контрольного инструмента. Производится выбор типоразмеров контрольного СИ в соответствии с:

- 1) типом контролируемой поверхности;
- 2) размерами контролируемой поверхности;
- 3) требуемой точностью контроля.

Рассматриваем варианты сочетаний «поверхность – контролируемый размер–контрольный инструмент», в которых используется не более одного типоразмера контрольного инструмента.

В результате получим сформированное множество возможных вариантов контрольного инструмента, каждый из которых позволяет осуществлять контрольную операцию обрабатываемой детали.

2 стадия: отсев нерациональных вариантов контрольных инструментов.

Исходными данными данной стадии служат контролируемые поверхности, контрольные средства измерения. В качестве отсева нерациональных средств контроля служит применение критерия однородности (т.е. критерия проверки гипотезы о том, что две (или более) выборки взяты из одного распределения вероятностей) поверхности и контрольного инструмента, который обеспечивает инвариантность (неизменность, независимость от некоторых условий) структур контрольных операций и позволяет выполнить требование взаимозаменяемости элементов контрольных операций. По требованиям критерия однородности необходимо выбрать такие типоразмеры контрольного инструмента, каждый из которого может применяться для как можно большего количества поверхностей. В результате имеем сформированные варианты целесообразных комплектов контрольных инструментов.

3 стадия: назначение рационального комплекта контрольного инструмента для сложившейся ситуации в производственной системе.

Исходными данными для 3 этапа служат комплекс технологических решений, принимаемый в САПЛ-ТП и сформированный на предыдущей стадии целесообразные комплекты контрольных инструментов.

Информация о технологических операциях поступает с предыдущего этапа разработки вариантов маршрутов технологических процессов в системе САПЛ-ТП в виде семейства множеств,

$$K = \{K_1, K_2, K_3, \dots, K_i, \dots, K_n\} \quad (1)$$

где n - количество технологических операций. Каждый элемент K_i семейства K представляет собой множество переходов, которые необходимо осуществить на одном виде оборудования в рамках одной технологической операции. Каждый переход K_{ij} ($j=1 \dots m_i$, m_i - количество переходов в i -м кортеже) характеризуется множеством параметров: K_{ij}^c , модель приспособления K_{ij}^n , тип обрабатываемой поверхности K_{ij}^s , размерные K_{ij}^p и точностные характеристики обрабатываемой поверхности, марка материала обрабатываемой поверхности K_{ij}^m , твердость обрабатываемой поверхности K_{ij}^{ms} .

Основными параметрами, влияющими на генерацию вариантов средств измерений, принимается $K_{ij}^э, K_{ij}^p$

Представим совокупность всех разрабатываемых контрольных операций как систему, элементами которой являются отдельные технологические операции. Имеем множество технологических операций $K = \{K_1, K_2, K_3, \dots, K_i, \dots, K_n\}$, где n – количество различных технологических переходов для всех технологических операций, а множество возможных вариантов контрольного инструмента $R = \{R_1, R_2, \dots, R_j, \dots, R_m\}$, где m – количество различных типоразмеров контрольного инструмента.

Требуется для каждой технологической операции K_i подобрать вариант контрольного инструмента R_j , чтобы сформированный комплект контрольного инструмента был наиболее рациональным для складывающихся производственных условий.

Параметрами оптимизации являются: 1) суммарное основное время $t_{0\Sigma}$ для всех рассматриваемых контрольных операций, которое должно быть минимальным; 2) количество применяемых контрольных инструмента, которое должно быть сведено к минимуму.

Идеальный комплект контрольного инструмента принимаем как совокупность средств измерения для каждой поверхности контролируемой детали (N), определяемый на основе размерного параметра поверхности (характеристика поверхности: длина, ширина, диаметр и т.д.).

Назначаем рекомендованное число контрольных инструментов (N_p) для оценки конкретного параметра (т.е. один инструмент для одинаковых типов поверхностей), обозначим через (N_n)- число средств измерений, имеющееся в сложившихся производственных условиях, и искомая величина (N_o)- оптимальное количество средств контроля конкретной детали.

Если принять N за количество контрольных инструментов для определения размерного параметра со 100% вероятностью достоверности результата (обеспечение величины контролируемой характеристики в заданном допуске на размер), N_p – за количество средств измерений, определяющее результат измерения в зависимости от точности измерительного средства (погрешность самого измерительного средства - X_p), то минимальным значением, обеспечивающим достоверный результат будет число равно

$$X_{\min} = \frac{N_p \cdot 100}{N} \% \quad (2)$$

Т.е. количество средств контроля – N_n должно быть таким, чтоб вероятность получения результат X_{N_n} отвечала неравенству:

$$X_p \leq X_{N_n} \leq X_{\min} \quad (3)$$

Таким образом, имеем в зависимости от требуемой точности размерного параметра X_{\min} есть возможность выбора рационального количества средств контроля. Разработан алгоритм предлагаемой методики назначения оптимального комплекта контрольного инструмента [1].

Таким образом, выбор средств технологического контроля идет на уровне технологической операции в зависимости от типа контролируемой поверхности. Определяется номенклатура мерительного инструмента, объединяя его в комплект, который позволяет сократить затраты на процесс контроля размерных параметров при изготовлении заданного комплекта деталей производственной системы.

В рамках работы рассмотрена задача автоматизированного назначения рационального комплекта измерительных средств при реализации технологических процессов контроля в подсистеме автоматизированной ТПП, также выявлена необходимость осуществления выбора средства измерения в зависимости от сложности контроля параметров поверхности изготавливаемой детали. Формирование оптимального варианта комплектов контрольно-измерительных средств одна из важнейших задач экономической эффективности

производственной системы. От правильности ее решения зависит качество конечной продукции, промежуточного и входного контроля на этапах производства.

Литература:

1. Решетникова Е.П. Методика автоматизированной генерации вариантов контрольно-измерительных средств деталей механообрабатывающего производства [Текст]/ Е.П. Решетникова, П.Ю. Бочкарев // Южно-Сибирский научный вестник. – 2018. – № 1. – С.87-91.
2. Терехов, М. В. Автоматизация выбора оптимального режущего инструмента для многофункционального технологического оборудования с ЧПУ / М.В. Терехов, А.В. Аверченков // Вестник БГТУ. - 2010. №1 (25). С.13-21.
3. С.Н. Menq, M. Panitovska, M. S. Shunmugam, E. Savio, M. Ristic, P. Gu Production Scheduling and Rescheduling with Genetic Algorithms Christian Bierwirth, Dirk C. Mattfeld\ Evolutionary Computation Volume 7, Number 1
4. Measurement problems in technological shaping processes Grigoriev S.N., Teleshevskii V.I. Measurement Techniques. 2011. Т. 54. № 7. С. 744-749.
5. Бочкарев, П. Ю. Системное представление планирования технологических процессов механообработки [Текст] / П. Ю. Бочкарев // Технология машиностроения. - 2002. - N 1. - С. 10-14.
Решетникова, Е. П. Формализация выбора контрольно-измерительных средств для оценки размерных характеристик деталей со сложнопрофильными поверхностями при разработке технологических процессов [Текст]/ Е. П. Решетникова, П. Ю. Бочкарев// Известия Волгоградского государственного технического университета. 2017. № 9 (204). С. 135-137.

The assignment's procedure the optimal set of control instruments at the planning machining manufacture

Reshetnikova E.P., Bochkaev P.Yu.

Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, 77 Politechnicheskaya st., Saratov, 410054
Russian Federation
purpose22@mail.ru, bpy@sstu.ru ,

Keywords: process engineering solution, the optimal set of control instruments, automation of appointment of the control instruments.

In article proposed appointment of an optimal set of control instruments in the automated planning of machining manufacture. Improvement of processing technology of high-precision details of machining manufacture is essential in the advanced industry, as these products are characterized by rigid, constantly increasing requirements for accuracy and quality of manufacture. In this regard, the issue of ensuring the high quality of control operations in order to achieve the necessary accuracy of dimensional parameters becomes relevant. Creating system of planning technological processes at the Yuri Gagarin Saratov State Technical University is the solution to the issue of ensuring the necessary quality of surface treatment of high-precision details with increasing the productivity of the manufacturing process. The development procedure of appointment an optimal set of control instruments in system of planning technological processes assumes improvement of the organization of process of control of details by their production by means of its automation.

УДК 621.51.015

Диагностика механической системы электропривода в режиме пассивного эксперимента

Буштрук Т. Н.^{1а}, Буштрук А. А.^{2б}

¹Самарский государственный университет путей сообщения, ул. Свободы 2В, Самара, Россия

²Самарский национальный исследовательский университет, ул. Московское шоссе, 34, Самара, Россия

^аbtnsam@mail.ru, ^бalex95@mail.ru

Ключевые слова: электропривод, механическая система, диагностика, идентификация, пассивная идентификация, блочно-ориентированная модель.

Рассматривается процедура диагностики механических систем в режиме нормального функционирования технологического процесса. Измерительно-вычислительная система обеспечивает решение задач структурной – определение вида функционального оператора исследуемого объекта, и параметрической идентификации. Основными элементами устройства идентификации-диагностики являются четные полосовые фильтры с определенными свойствами.

Введение. Основными управляющими устройствами современных промышленных систем и процессов являются электроприводы (ЭП). ЭП, как электромеханический объект характеризуются весьма сложной механической частью, которая является многомассовой системой с упругими связями и зазорами. Совокупностью ротора (якоря) двигателя, передаточного устройства и рабочего органа рабочей машины определяется механическая часть системы электропривода, обеспечивающего режим функционирования технологического процесса. Такая система электропривода может быть сведена к модели «двигатель – нагрузка». И реальная система электропривода через процедуру приведения моментов и моментов инерции может быть сведена к этой простой модели. Свойства и параметры механической системы во многом определяют и параметры самого ЭП и, как следствие, режим работы технологического объекта. Поэтому определение свойств и параметров механики ЭП является актуальной задачей [2]. Предлагаемый подход обеспечивает решение проблемы определения структурных и параметрических характеристик механической части ЭП. Эти параметры должны учитываться при математическом описании электромеханических объектов управления в целом и механической системы привода в частности.

Структура пассивной диагностики-идентификации. На основе адаптивного корреляционно-спектрального метода пассивной идентификации для нелинейных динамических объектов в классе блочно-ориентированных моделей решается задача диагностики механической системы. Этот подход разрабатывается на основе узкополосного и широкополосного зондирования исследуемого объекта, что обеспечивает поэтапную идентификацию механической части: на первом этапе определяется структура модели объекта, на втором – параметрические характеристики.

На этапе узкополосного зондирования из класса рассматриваемых моделей необходимо выбрать модель, адекватную исследуемому объекту. На основе полученной информации о виде функционального оператора проводится параметрическая и непараметрическая идентификация. Эту же задачу нужно решить, используя

широкополосное зондирование с применением метода разрешения противоречия между точностью и быстродействием. Измерительно-вычислительная схема показана на рис. 1.

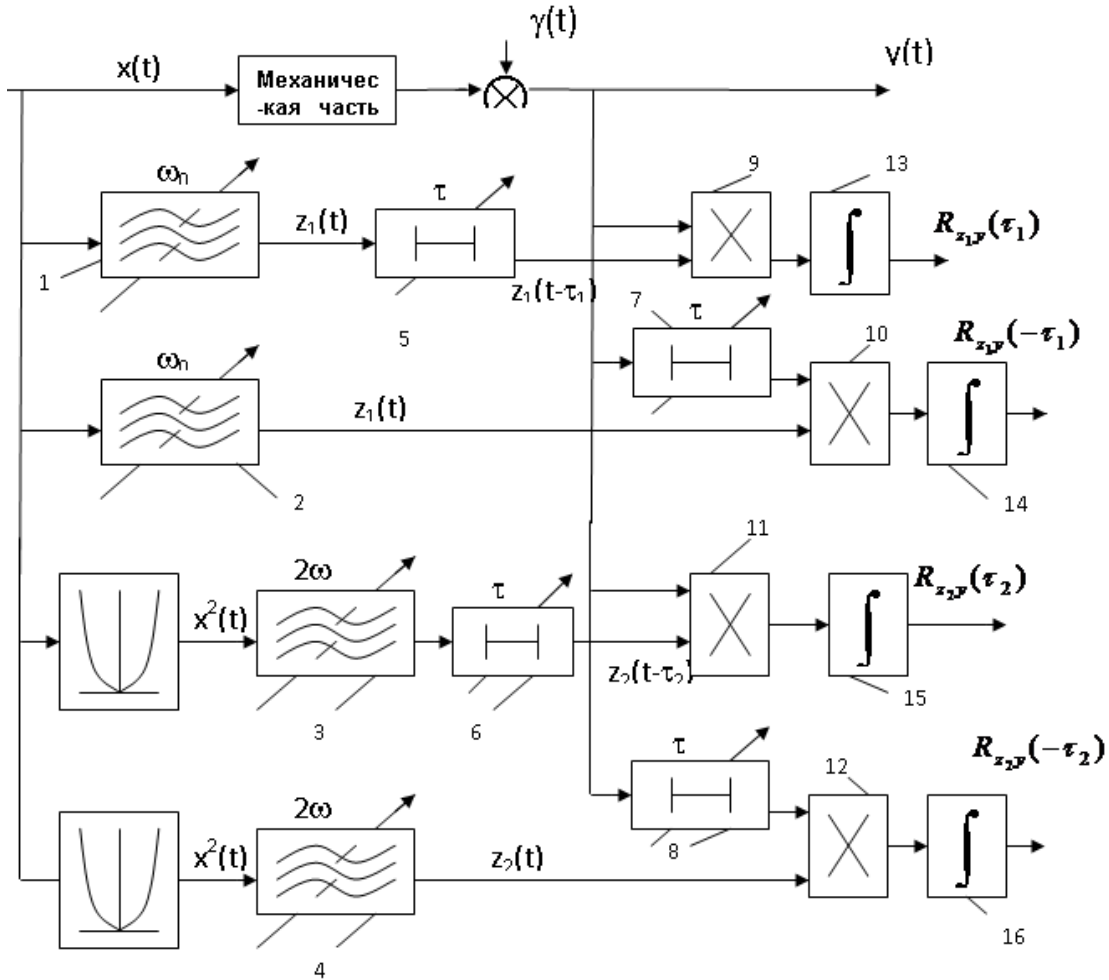


Рис. 1. Структура измерительной системы пассивной идентификации

На рис. 1 цифрами показаны: 1, 2, 3, и 4 – четные полосовые адаптивные фильтры с переменными коэффициентами передачи, полосами пропускания и центральными частотами настройки Ω_0 и $2\Omega_0$ соответственно; 5, 6, 7 и 8 – блоки задержек времени с переменными величинами временных задержек τ_1 и τ_2 ; 9, 10, 11 и 12 – перемножители; 13, 14, 15, 16 - интеграторы. Предложенная измерительная схема анализирует сигналы по первой и второй гармоникам. Большой парк измерительных устройств различного типа обеспечит получение необходимой информации [1].

При формировании алгоритмов идентификации-диагностики используются сигналы на входе и выходе исследуемого объекта $z_1(t)$, $z_1(t-\tau)$, $z_2(t)$, $y(t)$, $y(t-\tau_1)$ и $y(t-\tau_2)$ – показаны на схеме. Выражения для взаимных корреляционных функций, измеренных между входным сигналом, пропущенным через линейный полосовой фильтр, и выходным, запишутся:

$$R_{z_1y}(\tau_1) = \sum_{i=1}^{l_2} a_{2i-1} \int_0^{t-\tau_1} \int_0^t h_{2i-1}(\theta) h_{\delta_2}(\mu_1) m_{1,2i-1}(\tau_1 - \mu_1 + \theta) d\theta d\mu_1 + R_{z_1\gamma}(\tau_1),$$

$$R_{z_1y}(-\tau_1) = \sum_{i=1}^{l_2} a_{2i} \int_0^t \int_0^{t-\tau_1} h_{2i-1}(\theta) h_{\delta_2}(\mu_1) m_{1,2i-1}(-\tau_1 - \mu_1 + \theta) d\theta d\mu_1 + R_{z_1\gamma}(-\tau_1), \quad (1)$$

$$R_{z_2y}(\tau_2) = \sum_{i=1}^{l_2} a_{2i} \int_0^{t-\tau_2} \int_0^t h_{2i}(\theta) h_{\delta_2}(\mu_2) m_{2,2i}(\tau_2 - \mu_2 + \theta) d\theta d\mu_2 + R_{z_2y}(\tau_2),$$

$$R_{z_2y}(-\tau_2) = \sum_{i=1}^{l_2} a_{2i} \int_0^t \int_0^{t-\tau_2} h_{2i}(\theta) h_{\delta_2}(\mu_2) m_{2,2i}(-\tau_2 - \mu_2 + \theta) d\theta d\mu_2 + R_{z_2y}(-\tau_2), \quad (2)$$

где l_1 и l_2 - число нечетных и четных членов в модели, $m_{1,2i-1}(\pm \tau)$ и $m_{2,2i}(\pm \tau)$ - автокорреляционные моменты, образованные безынерционными элементами с характеристиками вида $f_{2i-1} = x^{2i-1}$ и $f_{2i} = x^{2i}$. Уравнения (1) и (2) записаны с учетом квазистационарности входного и выходного сигналов нелинейного динамического объекта.

Для преобразования интегральных выражений (1) и (2) используется теорема Бореля о свертке; методика вычисления подобных интегралов, приведена в [3]. При преобразовании (1) и (2) учитывается: фильтрующее свойство δ -функции и свойство эрмитовой симметрии $K_i(\omega) = K_i(-\omega)$ и $\Psi_i(\omega) = \Psi_i(-\omega)$, ($i \div 1, n$). Для модулей комплексных коэффициентов передачи и фазовых характеристик линейных звеньев в одном классе блочно-ориентированных моделей, получим

$$R_{z_1y}(\tau_1) = \sum_{i=1}^{l_2} a_{2i-1} \sigma_{xx}^{2i}(t) S_{1,2i-1}^i(\omega_0) K_{2i-1}(\omega_0) \cos(\omega_0 \tau_1 - \Psi_{2i-1}(\omega_0)) + R_{z_1y}(\tau_1), \quad (3)$$

$$R_{z_1y}(-\tau_1) = \sum_{i=1}^{l_2} a_{2i} \sigma_{xx}^{2i}(t) S_{1,2i-1}^i(\omega_0) K_{2i-1}(\omega_0) \cos(\omega_0 \tau_1 + \Psi_{2i-1}(\omega_0)) + R_{z_1y}(-\tau_1),$$

$$R_{z_2y}(\tau_2) = \sum_{i=1}^{l_2} a_{2i} \sigma_{xx}^{2i+2}(t) S_{2,2i}^i(2\omega_0) \times \cos(2\omega_0 \tau_2 - \Psi_{2i}(2\omega_0)) + R_{z_2y}(\tau_2), \quad (4)$$

$$R_{z_2y}(-\tau_2) = \sum_{i=1}^{l_2} a_{2i} \sigma_{xx}^{2i+2}(t) S_{2,2i}^i(2\omega_0) \cos(2\omega_0 \tau_2 + \Psi_{2i}(2\omega_0)) + R_{z_2y}(-\tau_2),$$

где $S_{1,2i-1}(\omega; t) = \sigma_{xx}^{2i}(t) S_{1,2i-1}^n(\omega)$, $S_{2,2i}(\omega; t) = \sigma_{xx}^{2i+2}(t) S_{2,2i}^n(\omega)$; $S_{1,2i-1}^n(\omega)$ и $S_{2,2i}^n(\omega)$ - нормированные относительно дисперсий спектральные плотности входного сигнала соответствующих размерностей. Корреляционные моменты и спектральные плотности входного сигнала связаны между собой следующими соотношениями (символ F означает Фурье-преобразование)

$$S_{1,2i-1}(\omega; t) = F \{m_{1,2i-1}(\tau, t)\}, \quad S_{2,2i}(\omega; t) = F \{m_{2,2i}(\tau, t)\}.$$

Используя измерительную схему получения спектральных плотностей и уравнения идентификации (3) и (4), получаем оценки взаимных спектральных плотностей $\hat{S}_{1,2i-1}(\omega, t)$ и $\hat{S}_{2,2i}(\omega, t)$ при условии, что $a_i = 1$, $K_i(\omega) \exp\{-j\Psi_i(\omega)\} = 1$ при ($i \div 1, n$). После определения оценок спектральных плотностей соответствующей размерности входного сигнала $x(t)$ появляется возможность получить из (3) и (4) частотно-временные коэффициенты или критерии, которые являются функциями частоты ω_0 и временного сдвига τ . Они имеют вид для упрощенной блочно-ориентированной модели:

$$b_{2i-1}(\omega_0, \pm \tau_1) = K_{2i-1}(\omega_0) \cos \{ \mp \omega_0 \tau_1 + \Psi_{2i-1}(\omega_0) \},$$

$$b_{2i}(2\omega_0, \pm \tau_2) = K_{2i}(2\omega_0) \cos \{ \mp 2\omega_0 \tau_2 + \Psi_{2i}(2\omega_0) \}. \quad (5)$$

Частным случаем теоретических коэффициентов (5) упрощенной модели являются теоретические коэффициенты модели Гаммерштейна [3]

$$b_{2i-1}(\omega_0, \pm\tau_1) = K(\omega_0) \cos\{\mp\omega_0\tau_1 + \Psi(\omega_0)\}, \quad b_{2i}(2\omega_0, \pm\tau_2) = K(2\omega_0) \cos\{\mp 2\omega_0\tau_2 + \Psi(2\omega_0)\},$$

где $K(\cdot)$ – модули комплексного коэффициента передачи линейного звена, $\psi(\cdot)$ - фазы.

Поскольку реальная идентификация проходит в условиях действия помех и при использовании измерительно-вычислительных устройств, имеющих конечную точность, то от уравнений (3) и (4) переходим к оценочным уравнениям

$$\hat{R}_{z,y}(\pm\tau_1) = \sum_{i=1}^{\hat{l}_2} \hat{S}_{1,2i-1}(\omega_0; t) \hat{b}_{2i-1}(\omega_0; \pm\tau_1) \quad \hat{R}_{z,y}(\pm\tau_2) = \sum_{i=1}^{\hat{l}_2} \hat{S}_{2,2i}(2\omega_0; t) \hat{b}_{2i}(2\omega_0; \pm\tau_2).$$

Для решения оценочных уравнений может использоваться МНК и все статистические процедуры регрессионного анализа.

Заключение. Предложенный подход позволяет проводить диагностику-идентификацию механической части электропривода и определять вид функционального оператора модели, адекватно описывающей исследуемый объект, и ее параметры. Что позволит эффективно решать задачи управления в системах электроприводов. Практическое приложение предложенного аппарата исследования механической системы приведено в [4].

Литература:

1. Пашков Е. В., Крамарь В. А., Кабанов А. А. Следящие приводы промышленного технологического оборудования: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., стер., 2015. – 866с.
2. Ильинский Н.Ф. Основы электропривода: Учеб. пособие для вузов. – 2-е изд., перераб и доп. – М.: Издательство МЭИ, 2003. – 224 с.: ил.
3. Буштрук А. Д., Буштрук Т. Н. Структурная идентификация нелинейных динамических объектов в режиме пассивного эксперимента. - Автоматика и телемеханика. 2001. № 8. С. 61-67.
4. Буштрук Т.Н., Царыгин М. В., Кленюшин Д. С. Компьютерный обучающий комплекс для персонала предприятий вагонного хозяйства с модулем идентификации и прогнозирования временных рядов. Научно-технические ведомости СПбГПУ. Информатика. Телекоммуникации. Управление. 2015. № 4(224). С. 105-113.

Diagnostic of the electric drive mechanical system in the passive experiment

Bushtruk, T. N.^{1a}, Bustruk A. A.^{2b}

¹Samara State University of Transport, 2B Svobody str., Samara, Russia

²Samara National Research University, 34 Moskovskoe shosse str., Samara, Russia

^abtnsam@mail.ru, ^balex95@mail.ru

Keywords: electric drive, mechanical system, diagnostics, identification, passive identification.

The procedure of diagnostics of mechanical systems in the mode of normal operation of technological process is considered. Measuring and computing system provides a solution to the structural problem-the definition of the functional operator type of the investigated object, and parametric identification. The main elements of the device identification diagnostics are even bandpass filters with certain properties.

УДК 621.9.047/048

Технологические аспекты механической обработки изделий из полимерных композиционных материалов, армированных углеродными волокнами

Морозов Д.В.^{1,a}, Ерофеева К.Р.^{1,b}, Злобина И.В.^{1,c}, Бекренев Н.В.^{1,d}

¹ Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.»

^athisistonypark@gmail.com, ^b naymi28@gmail.com, ^c irinka_7_@mail.ru, ^dnikolaj.bekrenev@yandex.ru

Ключевые слова: полимерные композиционные материалы, ультразвук, механическая обработка, дефекты, размерная обработка.

В статье рассмотрены направления машиностроения, в рамках которых постоянно наращиваются объемы использования полимерных композиционных материалов, в том числе, и на основе углеволокна. При изготовлении различного рода деталей и элементов конструкций, производители неизбежно сталкиваются с рядом проблем, одна из которых связана с механической обработкой выше указанных материалов. В публикации обозначены пути ее решения, описана предлагаемая технология. Она позволяет снизить силу микрорезания при механической обработке и, как следствие, улучшить качество обработанной поверхности. Приведены режимные параметры технологии. Также проанализировано влияние снижения сил микрорезания на повышение качества обрабатываемой поверхности, что может быть связано с изменением температурного режима, который формируется в процессе обработки и оказывает влияние на процессы, проходящие в материале на микроуровне.

Исследования выполнены при поддержке программы «УМНИК» №0038696 Фонда содействия инновациям «Разработка технологии и устройства механической обработки изделий из композиционных материалов, армированных углеродными волокнами, с минимизацией дефектов»

Введение

В последнее время в авиационной и ракетно-космической технике все большее значение приобретает использование композиционных материалов и, в частности, неметаллических на основе полимерной матрицы, армированной углеродными или арамидными волокнами [1].

Анализ научно-технической литературы, материалов конференций и выставок свидетельствует об интенсивном развитии производства композиционных материалов на основе углеродных волокон и стеклотканей и их широком применении в авиационной, автомобильной, судостроительной промышленности, ракетостроении и космической технике.

Теория

Наибольшее распространение в авиа- и ракетостроении за рубежом получили композиционные материалы на основе высокопрочных волокон. Композиционный материал ведёт себя как единое структурное целое и обладает свойствами, которых не имеют составляющие его компоненты. Особенностью композиционных материалов является

анизотропность их свойств (то есть зависимость, физических, в том числе механических, свойств материалов от направления), которая определяется ориентацией армирующих волокон. Заданную прочность материала получают, ориентируя волокна наполнителя в направлении действия основной силы. Иностранцы считают, что это открывает новые возможности при конструировании силовых элементов самолётов и вертолётов.

По мнению зарубежных специалистов, с точки зрения характеристик удельной прочности и удельной жёсткости наиболее перспективны композиционные материалы, в которых в качестве упрочняющей арматуры используются волокна бора, карбида бора и углерода.

Благодаря высокой удельной прочности и удельной жёсткости композиционные материалы, армированные углеродными волокнами, являются одними из главных конструктивных материалов в самолетостроении. Высокие механические характеристики углеродных волокон позволяют получать высококачественные материалы - углепластики [2].

Серьёзной проблемой производства конструктивных изделий из углепластиков является обеспечение качества поверхностей при их механической обработке, которое также определяется отмеченной выше высокой анизотропией физико-механических характеристик и распределением компонентов.

В технологических процессах изготовления изделий из композиционных материалов значительное место занимают финишные операции размерной и отделочной обработки: кромоочистка, образование отверстий, крепежных и стыковочных пазов и базовых точных поверхностей, резка, выполняющиеся методами резания лезвийным и абразивным инструментом. Отмеченная неоднородность структуры как пултрузионных, так и отвержденных формованных углепластиков, состоящих из относительно мягкой и вязкой матрицы и высокотвердых волокнистых армирующих структур, отличающихся повышенными абразивными свойствами, приводит к крайне неравномерному процессу удаления стружки при обработке данных материалов резанием и быстрому затуплению и износу инструмента. Это вызывает увеличение сил резания и преимущественное разрушение матрицы. Армирующие структуры, освобожденные от связующего, «распушиваются» и выдавливаются на периферию зоны обработки, нарушая качество поверхности и точность ее формы. Указанный результат обработки вызывает необходимость повторного связывания отделившихся от монолита волокон компаундами с последующей их ручной зачисткой, что увеличивает трудоемкость и снижает качество изготовления изделий. Особенно указанные особенности обработки конструкций из композиционных материалов характерны для крупногабаритных панелей элементов фюзеляжа, несущих плоскостей и оперения авиационной техники. Производители режущего инструмента, в частности, фирма Sandvick, рекомендуют для повышения качества обработки углепластиков использовать инструменты особой геометрии со специальным покрытием, высококачественные твердые сплавы, адаптивное управление режимами и циклом обработки с использованием интеллектуальных систем управления оборудованием. В современных условиях, когда к России применяются санкционные действия, а также в интересах снижения технологической зависимости и импортозамещения актуально изыскание альтернативных путей повышения качества обработки армированных композиционных материалов, не требующих сложного и дорогостоящего зарубежного оборудования и закупки лицензий на технологии [3-5].

Разрабатывается новый метод улучшения обрабатываемости и снижения дефектности армированных углеродными волокнами композиционных материалов, характеризующихся высокой степенью неоднородности структуры и свойств по объему объекта, вызванной существенным различием прочностных характеристик между материалами матрицы и наполнителя, а также определенной ориентацией волокон при их выкладке в процессе формования изделия. Идея заключается в обосновании способа обработки композиционных материалов, отличающегося от известных тем, что при помощи сообщения инструменту ультразвуковых колебаний облегчается процесс перерезания твердых углеродных волокон

наполнителя. В результате материал разрушается в процессе обработки более равномерно, снижается или исключается вовсе «распушивание» волокон и их вытягивание на кромки обрабатываемых поверхностей, что обычно сопровождается резанием композиционных структур [6].

Одним из путей решения проблемы повышения эффективности и качества размерной обработки труднообрабатываемых материалов является применение комбинированного ультразвукового резания лезвийным или абразивным инструментом с сообщением последнему колебаний ультразвуковой частоты и малой амплитуды.

Результаты и обсуждение

О применении ультразвукового резания при обработке армированных углеродными волокнами композиционных материалов в настоящее время научно-технической информации мало или она содержит противоречивые результаты. Основываясь на имеющихся данных, можно предположить возможность улучшения обрабатываемости армированных углеродным волокном композиционных материалов и повышение качества поверхности изделия на границе выхода углеродных волокон. Преимущественный эффект ультразвука по ускоренному разрушению твердых материалов также может привести к облегчению срезания углеродных волокон и уменьшению их разориентирования [7].

Нами проведено экспериментальное физическое моделирование обработки путем микрорезания многослойного отвержденного композиционного материала, армированного углеродными волокнами. Были получены следующие результаты (рис. 1).

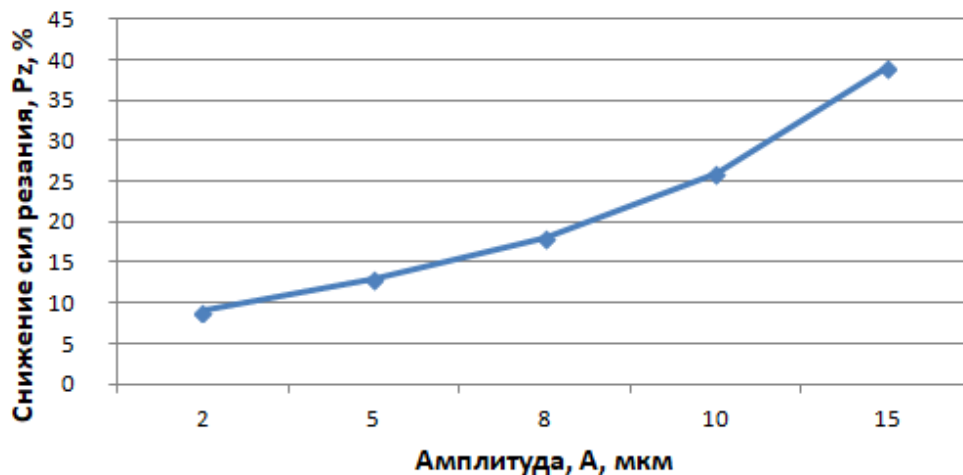


Рис.1. Зависимость снижения сил резания от амплитуды УЗ-колебаний

При амплитуде 10 мкм наблюдается снижение силы резания на 25-27%, при увеличении амплитуды до 15 мкм снижение силы резания составило 38-40%. При меньших амплитудах снижение параметра составило соответственно: при $A = 8$ мкм – 18%, $A = 5$ мкм – 12-15%, $A = 2$ мкм – 8-10 %.

На выходе инструмента при сверлении без дополнительных видов воздействия образуется значительный (высотой до 1 мм) выступ. Он образован разориентированными волокнами и формируется в следствии их взаимодействия со сверлом в процессе резания, осуществляемого при значениях скорости, находящихся в диапазоне 30-35 м/мин. Также было отмечено, что после завершения сверления в образовавшемся отверстии присутствуют закрывающие его просвет и сохранившие целостность волокна. Для опытного образца, сверление которого происходило с использованием ультразвукового воздействия, было отмечено уменьшение высоты выступа в 2-3 раза (высота не более 0,3 мм). Визуально такое отверстие выглядит чисто, стенки – гладкие, что подтверждает результат, полученный при выполнении микрорезания.

Выводы

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

Установлена принципиальная возможность снижения сил резания, что может оказывать положительное влияние на качество обработанной поверхности в следствии снижения значений температуры в зоне резания.

Литература:

1. Каблов, Е.Н. Инновационные разработки ФГУП «ВИАМ» ГНЦ РФ по реализации «Стратегических направлений развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года» // Авиационные материалы и технологии. – 2015. – №1 (34). – С. 3–33.

2. Композиционные материалы в авиационной промышленности. [Электронный ресурс] // Режим доступа: <http://zvo.su/VVS/kompozicionnye-materialy-v-aviastroenii.html>

3. Раскутин, А.Е. Технологические особенности механообработки композиционных материалов при изготовлении деталей конструкций. // Раскутин А.Е., Хрульков А.В., Гирш Р.И. – Труды ВИАМ - № 9 (45) - 2016 г. - с. 106-118.

4. Мелентьев, Р.Ю. Особенности механической обработки полимерных композиционных материалов / Р.Ю. Мелентьев, В.В. Натальчишин // Зб. наук. праць НУК. — 2013. — № 4. — С. 30 — 34.

5. Дударев, А.С. Вопросы получения отверстий в элементах звукопоглощающих панелей авиационных двигателей из композиционных материалов / А.С. Дударев // VIII Всероссийская научнотехническая конференция “Аэрокосмическая техника и высокие технологии”. Сб. тезисов. — Пермь: ПГТУ, 2005. — С. 45.

6. Злобина, И.В. Влияние ультразвука на качество обработки армированных углеродным волокном композиционных материалов. / Злобина И.В., Морозов Д.В., Мулдашева Г.К., Ерофеева К.Р., Бекренёв Н.В.

7. Zlobina, I.V. Experimental substantiation of a method of improving the efficiency of ultrasonic drilling of small diameter holes / Zlobina, I.V., Muldasheva G.K., Bekrenev N.V. // Solid State Phenomena. — 2016. — V. 870, — p.p. 539-544.

Technological aspects of mechanical processing of products made of polymer composite materials, reinforced with carbon fibers

Morozov D.V.^{1,a}, Erofeeva K.R.^{1,b}, Zlobina I.V.^{1,c}, Bekrenev N.V.^{1,d}

^athisistonypark@gmail.com, ^b naymi28@gmail.com, ^c irinka_7_@mail.ru,

^dnikolaj.bekrenev@yandex.ru

¹ Yuri Gagarin State Technical University of Saratov

Keywords: polymer composite materials, ultrasound, mechanical processing, defects, dimensional processing.

In the article the directions of mechanical engineering are studied, within the framework of which the volumes of the use of polymer composite materials, including those based on carbon fiber, are constantly increasing. When manufacturing various kinds of parts and construction elements, manufacturers inevitably face a number of problems, one of which is related to the mechanical processing of the above mentioned materials. The publication outlines the ways to solve it, describes the proposed technology. It allows to reduce the force of microcutting during mechanical processing and, as a consequence, to improve the quality of the processed surface. The regime parameters of the technology are given. Also, the effect of reducing the cutting force on improving the quality of the processed surface is analyzed, which may be connected to a change in the temperature regime that forms during processing and influences the processes occurring in the material at the micro level.

УДК 539.3

Создание плана здания в AutoCAD с использованием script-файла

Бохоева Л.А.^{1,a}, Щербаков А.О.^{1,b}, Ипатов Д.Н.^{1,c}, Буторин А.А.^{1,d}, Баиров С.А.^{1,e}, Кондратьева А.Н.^{1,f}.

¹ Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления, ул. Ключевская 40в стр. 1, Улан-Удэ, Россия

^abohoeva@yandex.ru ^bslider.98@mail.ru, ^cipatov.95@bk.ru, ^dsanya.buturin.96@mail.ru, ^ebairov.sofron@gmail.com, ^fLakki-4118@mail.ru

Ключевые слова: Моделирование в AutoCAD, script-файлы, Excel, алгоритм.

В данной работе рассматривается способ автоматизации процессов создания чертежей в САПР AutoCAD. Разработан алгоритм для удобства и быстрого создания чертежей строительных зданий и сооружений в AutoCAD. Алгоритм основан на разработке специальных программ или программных файлов, которые автоматизируют процесс составления чертежей плана строительных объектов. Такие программные файлы называют скриптами. В настоящее время данные планы делают вручную, поэтому представленная работа полезна и актуальна.

Введение

Строительные чертежи отличаются большим разнообразием и выполняются по общим правилам прямоугольного проецирования их на основные плоскости проекций [1]. Сведения о расположении отдельных помещений здания, их размерах, о размещении сантехнического оборудования, об основных строительных конструкциях можно получить из планов и разрезов. Планом здания называется разрез горизонтальной плоскостью, проведенный через оконные и дверные проемы. При создании планов зданий необходимо иметь знания САПР в AutoCAD, несмотря на это разработка чертежей занимает достаточно много времени. Для экономии времени при составлении плана здания, в виде чертежей, возможно, использовать специальные программные файлы (скрипты) в AutoCAD [2-5]. Скрипты можно применять для создания планов здания и сооружений, хотя они не достаточно полно нашли применение в создании чертежей и моделей.

Цель работы является разработка script-файлов, при помощи которых создаются чертежи и план на основе экспликации здания без знания программы AutoCAD.

Алгоритм

Разработка script-файл в программе AutoCAD представлена на примере общежития №3 Восточно-Сибирского государственного университета технологий и управления г. Улан-Удэ. Исходные данные были взяты из технического паспорта общежития №3, которые заносятся в таблицу в табличном процессоре Excel (рис. 1).

Экспликация к плану строения												
Улица Жердэрд Ум 29												
Дата записи	Этаж по плану	этаж	№помещ.ения	№ комнаты по плану	Назначение помещения	Площадь помещения					высота	
1	2	3	4	5	6	общая полезная	подсобная	административная	7	8	9	10
10.06.2009	A	1		26	санузел	5,9		5,9				2,60
				27	спортзал	75,6		75,6				
				28	кабинет	9,2		9,2				
				29	кабинет	9,2		9,2				
				30	электрошитовая	13,0		13				
			102	31	жилая	18,4		18,4				
			103	32	жилая	18,9		18,9				
				33	склад	36,7					36,7	
				34	склад	14,4					14,4	
				35	склад	1,3					1,3	
				36	тамбур	3,3		3,3				
				37	тамбур	4,6		4,6				
				38	вестибюль	31,0		31,0				
				39	вахта	1,8		1,8				
				40	вахта	10,2		10,2				
				41	кабинет	18,7					18,7	
				42	кабинет	18,6					18,6	
			104	43	жилая	18,5		18,5				
			105	44	жилая	13,0		13,0				
			106	45	жилая	19,3		19,3				
			107	46	жилая	17,5		17,5				
			108	47	жилая	18,8		18,8				
			109	48	жилая	18,6		18,6				
			110	49	жилая	16,2		16,2				

Рис. 1 Исходные данные в системе Excel

Ширина и площадь помещения представлена в таблице (рис.1) в масштабе 1:100, расчёт начинается с вычисления длины помещения. Для расчета одной стороны этажа определяют координаты этажа по оси X и Y. Первой стартовой точкой была взята точка с координатами X=800 и Y=450. Координаты конечных точек по оси X вычисляют по формуле: значение стартовой координаты X минус ширина помещения. Координаты конечных точек по оси Y вычисляют по формуле: значение стартовой координаты Y плюс длина помещения. Следующие координаты стартовых точек по оси X вычисляют по формуле: предыдущее значение конечной точки X минус толщина межкомнатных перегородок. Координата Y равна предыдущему значению стартовой точки Y. Формула для расчёта второй стороны этажа: стартовая точка X без изменения, точка Y вычисляется по формуле - стартовая точка Y плюс длина коридора, плюс длина первой комнаты. Остальные формулы подобны. Следующий шаг – компоновка значений для script-файла. Все координаты стартовых и конечных точек заносят в таблицу, которая представлена на рисунке 2.

08												
1 этаж												
№ комнаты по плану		длина	ширина	плоч	дл(мм.)	шир(мм.)	ст.т.х	ст.т.у	к.т.х	к.т.у	толщина стен	толщ.нес.ст.
23-26	санузел	1,91	3,1	5,9	59	31	800	450	769	509		
27	спортзал	5,9	12,8	75,6	59	128	766	450	638	509		
28-29	кабинет	5,9	3,1	18,4	59	31	635	450	604	509		
30	электрошитовая	5,9	2,2	13	59	22	601	450	579	509		
31	жилая	5,9	3,1	18,4	59	31	576	450	545	509		
32	жилая	5,9	3,2	18,9	59	32	542	450	510	509		
33	склад	5,9	6,2	36,7	59	62	507	450	444	509		
34-36	склад, тамбур	5,9	3,2	19	59	32	441	450	409	509		
37-40	тамбур, вестибюль, вахта	5,9	6,4	37,6	59	64	406	450	342	509		
41	кабинет	5,9	3,2	18,7	59	32	339	450	308	509		
42	кабинет	5,9	3,2	18,6	59	32	305	450	278	509		
43	жилая	5,9	3,1	18,5	59	31	270	450	239	509		
44	жилая	5,9	2,2	13	59	22	236	450	214	509		
45	жилая	5,9	3,3	19,3	59	33	211	450	178	509		
46	жилая	5,9	3,0	17,5	59	30	175	450	145	509		
47	жилая	5,9	3,2	18,8	59	32	142	450	111	509		
48	жилая	5,9	3,2	18,6	59	32	108	450	76	509		
49	жилая	5,9	2,7	16,2	59	27	73	450	46	509		
50	санузел	5,9	3,1	18,3	59	31	43	450	12	509		
	коридор	1,55	76,6	118,8	16	766						

Рис. 2. Координаты стартовых и конечных точек

На следующем шаге задают стандартные команды для AutoCAD: формат чертежа (команда limits 0,0 841,594); зумирование (команда zoom a); команда Snap 10; установка цвета (команда Color 4); команда - добавление координат внешней стены. Затем для каждой координаты задается команда rectangle (рис. 3).

	A	B	C	D	E	F	G
1						limits	0,0 841,594
2						zoom a	
3						snap 10	
4						color 4	
5	800	450	769	509		rectangle	800,450 769,509
6	766	450	638	509		rectangle	766,450 638,509
7	635	450	604	509		rectangle	635,450 604,509
8	601	450	579	509		rectangle	601,450 579,509
9	576	450	545	509		rectangle	576,450 545,509
10	542	450	510	509		rectangle	542,450 510,509
11	507	450	444	509		rectangle	507,450 444,509
12	441	450	409	509		rectangle	441,450 409,509
13	406	450	342	509		rectangle	406,450 342,509
14	339	450	308	509		rectangle	339,450 308,509
15	305	450	273	509		rectangle	305,450 273,509
16	270	450	239	509		rectangle	270,450 239,509
17	236	450	214	509		rectangle	236,450 214,509
18	211	450	178	509		rectangle	211,450 178,509
19	175	450	145	509		rectangle	175,450 145,509
20	142	450	111	509		rectangle	142,450 111,509
21	108	450	76	509		rectangle	108,450 76,509
22	73	450	46	509		rectangle	73,450 46,509
23	43	450	12	509		rectangle	43,450 12,509
24							

Рис. 3. Вывод координат стартовых и конечных точек

Полученные данные копируются в «блокнот» и сохраняются с расширением «scr». Script файл готов. При запуске программы AutoCAD в командной строке записываем или находим созданный файл «script». После запуска этого файла строится чертёж или план этажа (рис.4).

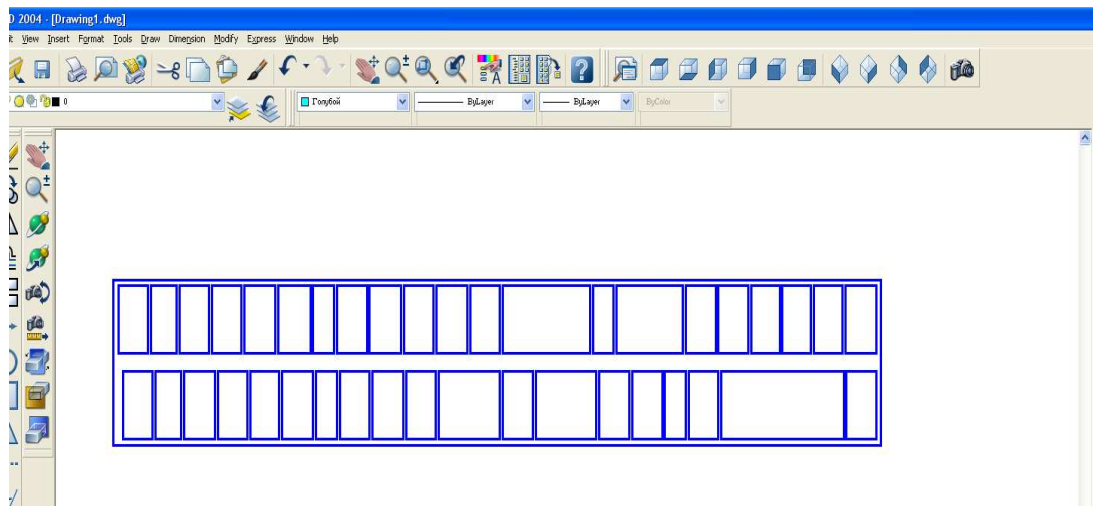


Рис. 4. План первого этажа

Для построения этажей здания на необходимую высоту, необходимо прописать в script-файле команду для каждого этажа по высоте стен. Результат создания 3D модели пятиэтажного здания с цокольным этажом с помощью script-файлов в программе AutoCAD представлен на рис. 5.

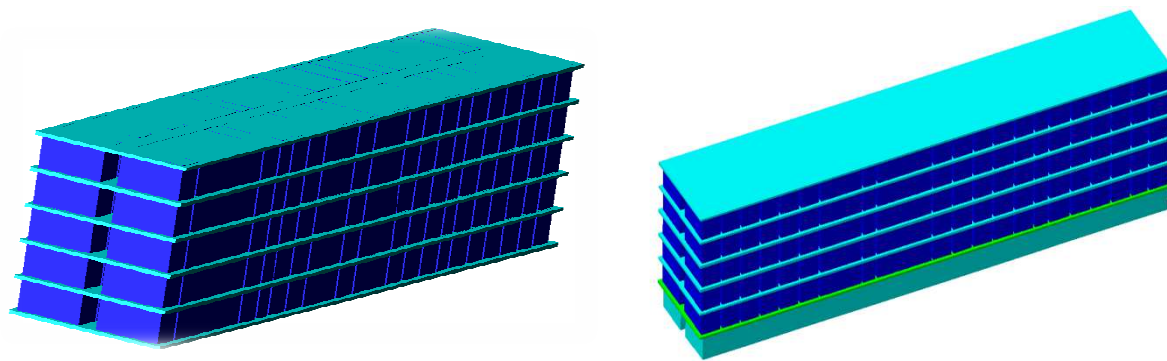


Рис. 5. 3D модель пятиэтажного здания с цокольным этажом

Выводы

Разработан алгоритм, основанный на специальных программах или программных файлах, которые автоматизируют процесс составления чертежей плана строительных объектов. Данный способ позволяет ускорить процесс создания чертежей строительных зданий и сооружений в AutoCAD.

Литература:

1. Ергонов В.П., Бохоева Л.А., Рогов В.Е. Информационные технологии как фактор поведения эффективности изучения общетехнических дисциплин// Сборник статей международной научно-методической конференции. ВСГТУ. 2016. С. 137-141.
2. AutoCAD 2007. Справочник команд/Autodesk, Inc. 2006. – 302 с.
3. AutoCAD 2009 для студентов. Авторы: Соколова Т. Ю. Издательство: СПб.: Питер, 2008. – 384с.
4. Хрящев В.Г. Моделирование и создание чертежей в системе AutoCAD: учебное пособие для студентов вузов/ В. Г. Хрящев, Г. М. Шипова . СПб.: БХВ-Петербург, 2003. 210 с.
5. Бохоева Л.А., Баиров С.А., Арапова И.А., Кондратьева А.Н. Расчет и оценка прочности композиционного фланца// Механики XXI века. 2017. № 16. С. 208-211.

Creating a building plan in autocad using script file

Bokhoeva L.A.^{1,a}, Shcherbakov A.O.^{1,b}, Ipatov D. N.^{1,c}, Butorin A.A.^{1,d}, Bairov S.A.^{1,e}, Kondrat'eva A.N.^{1,f},

¹ East Siberia State University of Technology and Management, bldg. 1 40v Klyuchevskaya st., Ulan-Ude, 670013, Russian Federation

^abohoeva@yandex.ru, ^bslider.98@mail.ru, ^cipatov.95@bk.ru, ^dsanya.butorin.96@mail.ru, ^ebairov.sofron@gmail.com, ^fLakki-4118@mail.ru

Keywords: Modeling in AutoCAD, script files, Excel, algorithm.

This article is dedicated to the automation of the process of creating drawings in CAD AutoCAD. The algorithm is based on the creation of special programs or program files that automate the process for making plans of buildings and structures in AutoCAD. Such program files are called scripts. Nowadays these plans are hand made. So, the presented article is useful and relevant.

Экспресс – методика проектирования передней поверхности сменных многогранных пластин

Хлудов С.Я., Чечуга О.В., Маркова Е.В.

ФГБОУ ВО Тульский государственный университет
marta06@yandex.ru

Ключевые слова: резание металлов, сменная многогранная пластина (СМП), передняя поверхность, режущая кромка, дробление стружки

В статье рассматриваются вопросы проектирования сменных многогранных пластин прогрессивных конструкций. Описывается экспресс-методика определения положения стружкозавивающих элементов на передней поверхности, обеспечивающих устойчивое дробление стружки. Предлагаются многофункциональные конструкции режущих пластин с дискретной режущей кромкой. Задача осуществляется путем использования сменных многогранных пластин со специальной формой передней поверхности. В результате использования экспресс-методики устанавливаются параметры отдельных участков скорректированной формы передней поверхности сменных многогранных пластин, которая гарантирует дробление стружки с требуемыми формой и параметрами ее элементов.

В Тульском государственном университете разработана экспресс-методика проектирования передней поверхности СМП, в основе которой положен принцип коррекции существующей формы передней поверхности для условий конкретного производства с учетом особенностей.

Известно, что для чистовых режимов обработки изменение «установочного» главного угла в плане φ для СМП стандартного исполнения при выполнении условия $t \leq R$, где t – глубина резания, а R – радиус при вершине режущей пластины, не приводит к изменению параметров поперечного сечения срезаемого слоя. При этом изменяется положение стружкозавивающих элементов относительно направления схода стружки. Соответственно, изменяются условия контакта стружки со стружкозавивающими элементами, что является следствием изменения параметров витка и траектории ее движения и условий разрушения витка. На рис. 1 приведены образцы стружки, полученной при чистовом точении заготовки из стали 45X1 резцом, оснащенным пластиной CMNG120408–HF. Анализ образцов стружки показал, что варьирование значением угла φ можно использовать как технологический прием, позволяющий управлять параметрами витка стружки и траекторией ее движения, что расширяет потенциально возможный диапазон режимов резания с дроблением стружки. Такой технологический прием положен в основу экспресс-методики проектирования передней поверхности СМП.

Для удобства описания положения поверхностей стружкозавивающего элемента или его отдельных участков предложена система отсчета. В качестве системы отсчета использованы три точки: Q – центр тяжести фигуры, которую очерчивает поперечное сечение срезаемого слоя; Θ – точка пересечения векторов скоростей при различных значениях глубины резания («базовая») (рис. 2); O – центр дуги окружности формообразующего участка («опорная»).

Векторы скорости, проведенные из точки Q_i , которая совпадает с центром тяжести фигуры, очерченной поперечным сечением срезаемого слоя, пересекаются в точке Θ , принадлежащей передней поверхности, которая может рассматриваться, как «базовая» для

оценки места расположения локального выступа. Изменение, как глубины резания t в пределах радиуса R при вершине СМП, так и подачи s , не вызывает изменения координат точки Θ .

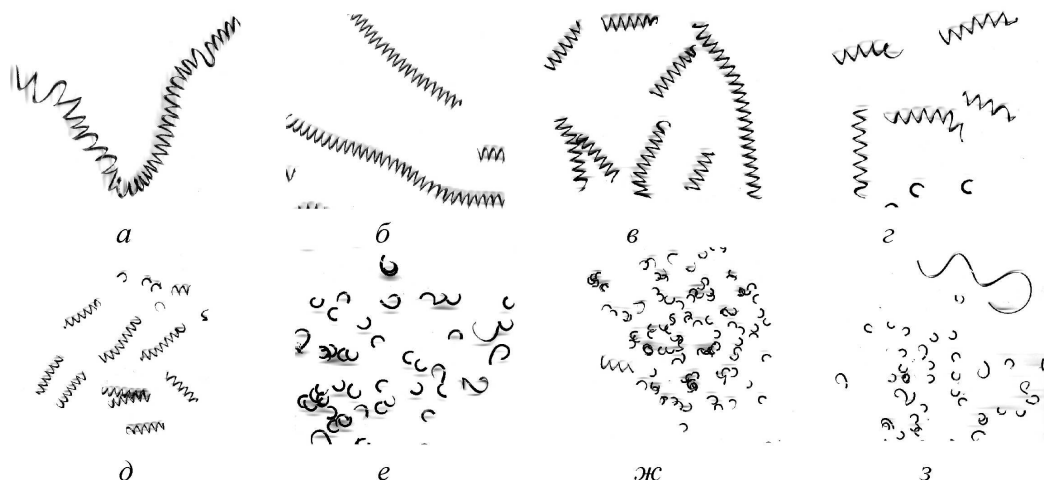


Рис. 1. Образцы стружки, полученные при точении стали 45X1 СМП с индексом формы передней поверхности HF с $v = 204$ м/мин, $s = 0,15$ мм/об, $t = 0,5$ мм при ф: а - 90° ; б - 85° ; в - 80° ; г - 75° ; д - 70° ; е - 65° ; ж - 60° ; з - 55°

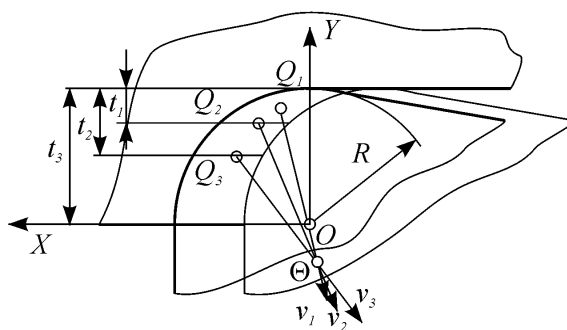


Рис. 2. Расчетная схема для определения точки пересечения векторов скоростей при изменении глубины резания

Координаты X_Q и Y_Q точки Q центра тяжести, определяются по зависимостям:

$$X_Q = \frac{I_1}{S}; \quad (1)$$

$$Y_Q = \frac{I_2}{S}, \quad (2)$$

где: S – площадь поперечного сечения срезаемого слоя

$$S = \frac{s}{2} \sqrt{R^2 - \frac{s^2}{4}} + R^2 \arcsin \frac{s}{2R} - (R-t) \cdot s,$$

где: s – подача; t – глубина резания; R – радиус при вершине.

Параметры I_1 и I_2 вычисляется по формулам:

$$I_1 = \frac{s}{2} \left[-(R-t)(2X_A + s) + \frac{s}{2} \sqrt{R^2 - \frac{s^2}{4}} + X_A \sqrt{R^2 - X_A^2} + \right.$$

$$+ R^2 \left(\arcsin \frac{s}{2R} + \arcsin \frac{X_A}{R} \right) \Bigg]; \quad (3)$$

$$I_2 = \frac{s}{2} \left[\left(X_A + \frac{s}{2} \right)^2 - \frac{s}{3} (s^2 + 3X_A) \right], \quad (4)$$

где: $X_A = \sqrt{2tR - t^2}$. Координаты X_Θ и Y_Θ точки Θ рассчитывается по зависимостям:

$$X_\Theta = \frac{k_1 + k_2}{k_3 + k_4};$$

$$Y_\Theta = \frac{k_5}{k_6}.$$

В работе [1- 3] установлены зависимости для определения коэффициентов k_1, k_2, k_3, k_4, k_5 и k_6 .

Экспресс-методика включает четыре этапа. Первый этап связан с измерением передней поверхности и построением 3D модели конструкции СМП. В качестве исходной конструкции передней поверхности принимается существующая конструкция СМП. Вторым этапом является расчет параметров поперечного сечения срезаемого слоя: действительной максимальной толщины и действительной ширины. По зависимостям (1-4) рассчитываются координаты точки Q , совпадающей с центром тяжести фигуры, которую очерчивает поперечное сечение срезаемого слоя. Определяется положение «базовой» точки Θ . По сканированному изображению исходной режущей пластины проводится анализ топографии передней поверхности СМП и выбирается «опорная» точка O на передней поверхности. Третий этап включает экспериментальное определение положения стружкозавивающего элемента, обеспечивающего благоприятную форму стружки, при этом используется технологический прием описанный ранее.

На четвертом этапе осуществляется коррекция формы передней поверхности с учетом результатов третьего этапа. Проводится перерасчет результатов измерения профиля передней поверхности, полученных на первом этапе, с учетом системы отсчета и строится 3D модель СМП.

В результате использования экспресс-методики устанавливаются параметры отдельных участков скорректированной формы передней поверхности СМП, которая гарантирует дробление стружки с требуемыми формой и параметрами ее элементов.

Литература:

1. Борискин О.И., Зябрев С.В., Хлудов С.Я. Режущие пластины с дискретным исполнением режущей кромки / О.И. Борискин, С.Я. Хлудов, С.В.Зябрев // Известия ТулГУ. Технические науки. Вып. 2: в 2 ч. Тула: Изд-во ТулГУ, 2010, ч. 1 - С. 146-149
2. Борискин О.И., Зябрев С.В., Волчкова Н.А., Хлудов С.Я. Исследование условий процесса дробления стружки при точении / О.И. Борискин, С.Я. Хлудов, С.В.Зябрев, Н.А. Волчкова // Актуальные научные вопросы: реальность и перспективы; сборник научных трудов по материалам Международной заочной научно-практической конференции 26 декабря 2011 г.; в 7 частях. Часть 5 ; М-во образования и науки Рос. Федерации. Тамбов: Изд-во ТРОО «Бизнес, наука, общество», 2012. С. 29-31.

Express-method of designing the front surface of replacement multiplate plates

Khludov S.Y., Chechuga O.V., Markova E.V.

Tula State University
marta06@yandex.ru

Keywords: cutting metal, indexable insert (II), front surface, cutting edge, chip control.

This article deals with the engineering of throw-away indexable inserts of progressive design. It describes the rapid method of determining the position of chips curling elements on the front surface, providing steady chip control. Flexible design of cutting inserts with discrete cutting edge is offered. The task is accomplished by the use of replaceable polyhedral plates with a special form of the front surface. The use of rapid methods set parameters of individual sections of the corrected shape of the front surface of the indexable inserts, which ensures chip control with the required shape and parameters of its elements.

УДК 621.923.5:621.891

Оценка кинетических закономерностей распространения малых усталостных трещин

Нечаев Л.М., Фомичева Н.Б., Канунникова И.Ю.

ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет»
nbf62@yandex.ru

Ключевые слова: циклическое нагружение, трещина, уровень напряжений, структурный дефект.

В работе проведено исследование распространения малых усталостных трещин в малогетерогенных и высокогетерогенных структурах. Оценен пороговый критерий трещиностойкости исследованных структур с различным количеством гетерогенной фазы. Исследования кинетики процессов трещинообразования в гетерогенных структурах подслоев показали, что скорость поверхностного разрушения для действующего уровня внешних напряжений в значительной степени зависит от типа, размеров и плотности частиц второй фазы.

В качестве критериев оценки для малых трещин были выбраны качественный параметр, определяющий порог трещинообразования с учетом двухфакторного влияния частиц вторых фаз K_{vmp} и количественный – позволяющий оценивать скорость малых трещин при некоторых докритических значениях параметра K_{vmp} .

Систематическим экспериментальным явлениям, характеризующим механизмы поверхностной повреждаемости гетерогенных структур, представляется формирование для некоторых условий циклического нагружения нескольких очаговых трещин. Эффект многозонной повреждаемости и плотность очаговых трещин в значительной степени зависит от гетерогенности диффузионных зон.

Задачи по критериальной оценке усталостной повреждаемости могут решаться в пределах рассмотрения механизмов и кинетики малых трещин. Это предусматривает

исследование значений пороговых коэффициентов интенсивности напряжений с целью снижения трещиностойкости, а также установления количественных соответствий между скоростью их роста и характеристиками структурной гетерогенностью подслоя. Традиционные подходы механики разрушения в данном случае использовать корректно невозможно, так как они нацелены на рассмотрение основной магистральной стадии распространения трещин.

Топография очагов зарождения усталостных микротрещин определяется уровнем структурной гетерогенности активных диффузионных зон. У малогетерогенных диффузионных слоев в первую очередь повреждаются объемы на глубине подслоя, где размеры частицы второй фазы составляют 0,5-0,7 мкм. По мере увеличения степени структурной гетерогенности области внутреннего зарождения трещин смещаются ближе к поверхности диффузионного подслоя. Очаг повреждаемости для среднететерогенного слоя находится, как правило, на внутренней границе активной диффузионной зоны, где формируются дисперсные частицы второй фазы размерами 0,05-0,07 мкм. В наиболее гетерогенных структурах поврежденные зоны смещаются ближе к стыку «покрытие-подслой». Отмечено также заметное влияние пористости в структуре диффузионного слоя на топографию зарождения микротрещин и активизацию процесса внутренней повреждаемости.

В высокогетерогенных диффузионных слоях реализуется зарождение микротрещин от частиц второй фазы. Гетерогенная схема повреждаемости при усталости может быть связана и с протяженными несплошностями, и частицами второй фазы. Дефекты первого типа, в силу их геометрической природы являются определяющими.

Исследования кинетики процессов трещинообразования в гетерогенных структурах подслоев показали, что скорость поверхностного разрушения для действующего уровня внешних напряжений в значительной степени зависит от типа, размеров и плотности частиц второй фазы.

При невысоких внешних напряжениях на кинетических кривых «длина трещины-число циклов» фиксируется остановка трещин на некоторой глубине диффузионных зон, что соответствует их переходу в разряд нераспространяющихся. Причем активнее для всех уровней напряжений развивается микротрещина в наиболее гетерогенных диффузионных зонах. Этим же слоям соответствует и большая длина дефекта в момент его торможения.

Кинетически более устойчивой нераспространяющейся малой трещиной является та, которая развивается в наименее гетерогенной зоне. Живучесть короткой трещины, отражаемая числом циклов до ее остановки, составляет порядка 10^3 - 10^4 циклов, логически коррелирует с уровнем внешних напряжений и является минимальной для наиболее гетерогенного диффузионного слоя.

В качестве критериев оценки для малых трещин необходимо и достаточно иметь качественный параметр, определяющий порог трещинообразования с учетом двухфакторного влияния частиц вторых фаз $K_{vтр}$ и количественный – позволяющий оценивать скорость малых трещин при некоторых докритических значениях параметра $K_{vтр}$.

Вычисление данного параметра $K_{vтр}$ можно осуществлять несколькими способами:

$$K_{V_{mp}} = \Delta\sigma\sqrt{\pi l},$$

где: $\Delta\sigma$ -величина силового фактора при движении трещины, МПа, l - критическая длина трещины, мкм.

$$K_{V_{mp}} = S_{V_N} \cdot F(C) \cdot \sqrt{\pi C},$$

где: S_{V_N} - наименьшее напряжение усталости, МПа, C - глубина надреза, мкм, $F(C)$ - геометрическая функция изменения глубины надреза в механике разрушения.

$$K_{V_{mp}} = \sqrt{8\pi E b \sigma_{уст}},$$

где: $\sigma_{уст}$ - предел усталости материала, МПа, E - модуль упругости, МПа, b – вектор Бюргерса,

Пороговый критерий в общем виде для гетерогенных систем предполагается использовать в виде

$$K_{V_{mp}} = K_{V_0} \left(\sigma_{\phi} / \sigma_0 \right)^{\beta_{\sigma}},$$

где: β_{σ} - параметр склонности гетерогенного объема к трансформации трещины о крупных включений (диаметр более критического размера), K_{V_0} - параметр соотношения объемов крупных и мелких частиц, σ_0 - предел пропорциональности материала, МПа, σ_{ϕ} - действующее напряжение, МПа.

В гетерогенных системах активирующее действие элементов гетероструктуры для действующего уровня напряжений σ_{ϕ} можно определить через некоторую структурно чувствительную константу K_{σ} . Для текущей скорости трещин можно принять

$$V_{mp} = V_0 \cdot \left(\sigma_{\phi} / \sigma_0 \right)^{K_{\sigma}}$$

Практически для всех типов гетерогенных диффузионных слоев приращение скорости трещин ΔV_{mp} , обусловленное гетерогенностью, описывается в зависимости от эффективного объема частиц степенной аппроксимацией с показателем несколько большим единицы. Кинетическая чувствительность трещин к содержанию макровключений возрастает с повышением силового фактора. По этой причине степенному показателю K_{σ} придается количественный смысл структурной концентрации трещинообразования на единицу внешней нагрузки. Сопоставление расчетных и экспериментальных скоростей трещин показывает, что введение количественной оценки влияния структурной гетерогенности позволяет значительно снизить величину ошибки в оценке скорости трещин по сравнению с известными в литературе кинетическими зависимостями.

Литература:

1. Власов В.М., Нечаев Л.М. Работоспособность высокопрочных термодиффузионных покрытий в узлах трения машин. - Тула.: Приокск. кн. изд-во, 1994. - 235с.
2. Нечаев Л.М. Кинетика зарождения квазихрупких трещин в термодиффузионных покрытиях при трении скольжения // Фундаментальные исследования, №1, 2009, с.40-42
3. Нечаев Л.М., Фомичева Н.Б., Маркова Е.В., Канунникова И.Ю. Интегральная оценка свойств трещиностойкости высокопрочных покрытий // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел и деталей машин: Межвуз. сб. науч. тр. / Под ред. Н.Б. Демкина. Тверь: ТГТУ, 2009 вып. 2, с.57-61

Assessment of kinetic regularities of propagation of small fatigue cracks

Nechaev L.M., Fomicheva N.B., Kanynnikova I.Yu.

Tula State University
nbf62@yandex.ru

Key words: cyclic loading, crack, stress level, structural defect.

The paper presents a study on the propagation of small fatigue cracks in heterogeneous and highly heterogeneous structures. The threshold criterion of crack resistance of the investigated structures with different amount of heterogeneous phase is estimated. The studies of the kinetics of cracking processes in heterogeneous structures of sublayers showed that the rate of surface

destruction for the current level of external stresses largely depends on the type, size and density of the second phase particles. As evaluation criteria for small cracks, a qualitative parameter determining the crack formation threshold taking into account the two – factor effect of the second phase K_{vmp} particles and a quantitative parameter allowing to estimate the speed of small cracks at some pre-critical values of the K_{vmp} parameter was chosen.

УДК 624.078

Прочность хомутовых опор горячих трубопроводов в пенополимерминеральной (ППМ) изоляции

Горунович С. Б.

У-ИТЭЦ ПАО «ИРКУТСКЭНЕРГО», г. Усть-Илимск, Россия

Gorunovich@uitec.irkutskenergo.ru

Ключевые слова: хомутовые опоры трубопроводов, пенополимерминеральная изоляция, теплопотери, прочностные свойства.

В данном исследовании мы проанализировали прочностные свойства хомутовых конструкций опор горячих трубопроводов. Во введении мы подчеркнули, что проблема снижения тепловых потерь в опорах горячих трубопроводов без снижения надежности остается актуальной на сегодняшний день. Анализ прочностных свойств проводился с использованием метода конечных элементов для уточнения напряженно-деформированного состояния конструкции. В итоге мы получили уточненные формулы для прочностных расчетов хомутовых опор. При этом выявили, что анализ прочностных свойств в хомутовых опорах целиком сводиться к проверке прочности слоя изоляции. Следовательно, можно утверждать, что необходимы дальнейшие исследования вопросов прочности современных изоляционных материалов. Мы приложили расчетный пример на хомутовую опору Ду300 в пенополимерминеральной изоляции; разработали рекомендации для конструкций хомутовых опор трубопроводов в пенополимерминеральной изоляции. В итоге мы получили вывод о возможности использования изолированных хомутовых опор горячих трубопроводов для снижения тепловых потерь с сохранением прочностных характеристик.

Высокотемпературные трубопроводы являются обычным спутником объектов российской энергетики. Учитывая современную тенденцию к теплосбережению, растет интерес к использованию все более совершенных теплоизоляционных конструкций как самих труб с горячими средами, так и их опор. Существенный недостаток большинства типов приварных опор – потери тепловой энергии через скользящий контакт с опорной конструкцией. Скользящий контакт не подлежит изоляции и создает своеобразный тепловой мост, через который теплота безвозвратно теряется в окружающую среду. Один из принципиальных вариантов решения проблемы использование хомутовых опор с фиксацией на слой изоляции, рис.1. При этом усложняется конструкция опоры, снижается ее надежность. В результате получается, что требования по снижению тепловых потерь и надежности (прочности) опор являются противоречивыми [1].

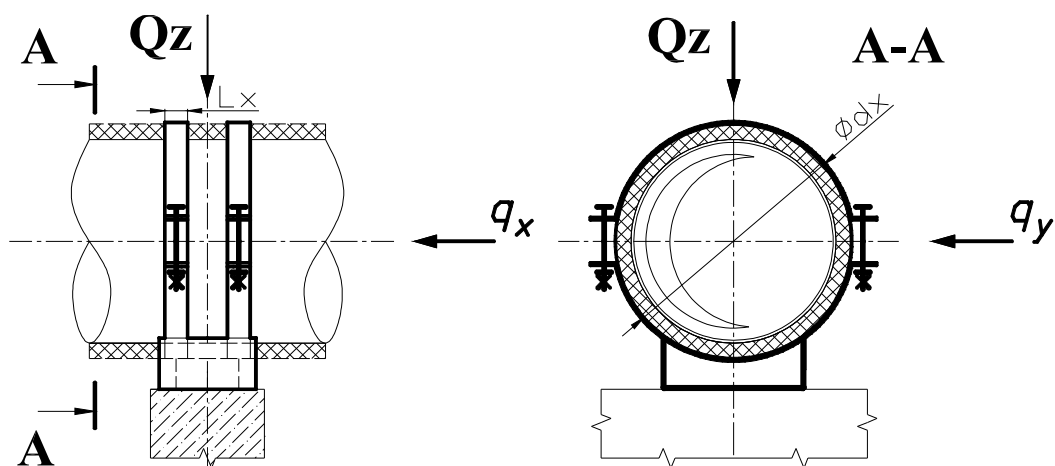


Рис. 1. Скользящая хомутовая опора трубопровода типа ОС

Очевидно, что расчет на прочность опор хомутового типа будет целиком сводиться к проверке прочности слоя изоляции, а перспективы использования данных опор зависят от прогресса в области развития изоляционных материалов, в т. ч. изучения их прочностных свойств [2].

Анализ работы конструкции хомутовой опоры предусматривает три основных варианта нагружения: а) обжатие изоляции хомутами; б) внутренне давление σ_{pi} в результате температурного расширения металла трубопровода; в) действие сосредоточенной силы, рис. 2. Величина обжатия слоя изоляции $p_{кн}$ должна обеспечить неподвижность опоры от действия осевой нагрузки q_x , предел прочности слоя изоляции должен быть выше напряжений смятия хомутами в результате действия вертикальной Q_z и боковой q_y нагрузок, рис.1. Пренебрегая податливостью хомутов для расчета хомутовой опоры можно предложить следующее условие прочности:

$$p_{кн} = Q_z \left[m_x + f_u \sqrt{m_y^2 + 1} \right] / (S_x \cdot f_u) \leq [\sigma_u], \quad (1)$$

где: f_u – коэффициент трения между хомутом и изоляцией; S_x – площадь опорной поверхности (хомут-изоляция), $S_x = L_x \cdot d_x \cdot \pi \cdot n_x$. Здесь L_x – ширина хомута, d_x – диаметр хомута, n_x – количество хомутов; $[\sigma_u]$ – предел прочности изоляции при сжатии (заявленный производителем); m_x , m_y – коэффициенты трения в контакте опора – опорная конструкция в соответствующих направлениях. При этом предполагается: $q_x = m_x \cdot Q_z$, $q_y = m_y \cdot Q_z$.

Очевидно, что внутреннее давление σ_{pi} в результате температурного расширения металла трубопровода при нагреве вызовет напряжения во внутреннем граничном слое изоляции, максимальное значение которого может быть оценено формулой:

$$\sigma_{pi} = 2\sqrt{3}r_n \alpha_T \Delta t / \left(2r_{eu} \left[\frac{1}{E_c} \cdot \left(\frac{r_{vu}^2 + r_e^2}{r_{vu}^2 - r_e^2} - \mu_c \right) + \frac{1}{E_u} \cdot \left(\frac{r_{nu}^2 + r_{eu}^2}{r_{nu}^2 - r_{eu}^2} + \mu_u \right) \right] \cdot \left[1 - \frac{r_{eu}^2}{r_{nu}^2} \right] \right) \leq [\sigma_u], \quad (2)$$

где: r_v , r_n – внутренний и наружный радиус трубопровода соответственно; r_{vu} , r_{nu} – внутренний и наружный радиус слоя изоляции соответственно; E_c , E_u – модули упругости материалов трубопровода и изоляции, соответственно; μ_c , μ_u – коэффициенты Пуассона материалов трубопровода и изоляции, соответственно; α_T – коэффициент температурного расширения материала трубы; Δt – величина нагрева трубопровода [1].

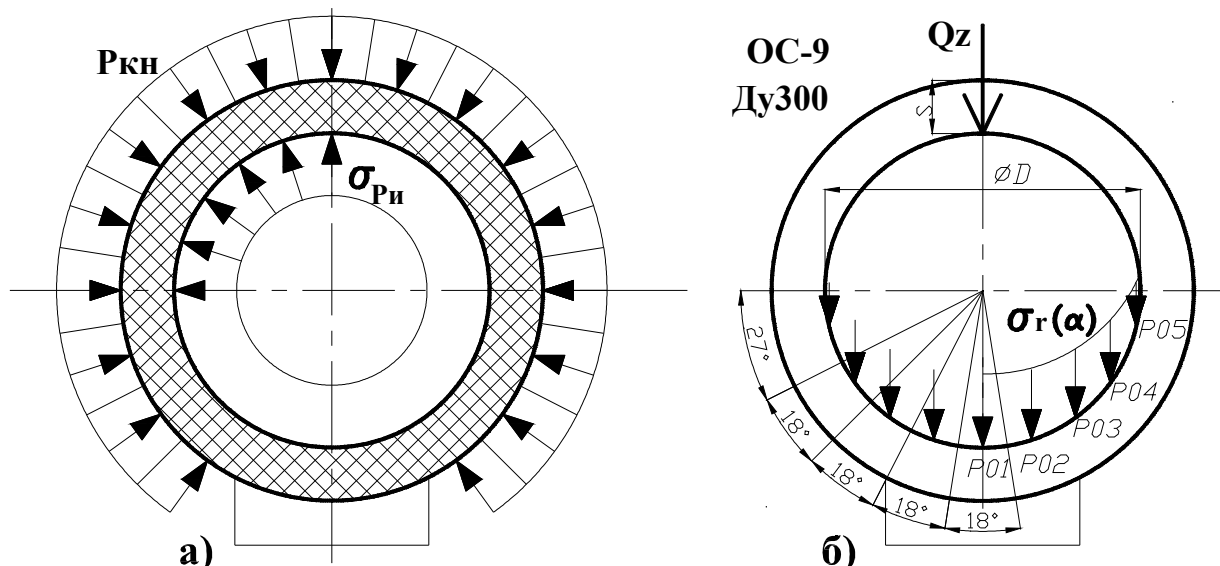


Рис.2. Расчетные модели нагружения хомутовой опоры
 а – обжатие слоя изоляции хомутами ($p_{кн}$), внутренне давление $\sigma_{ри}$ в результате температурного расширения металла трубопровода; б – действие сосредоточенной силы

Модель нагружения сосредоточенной силой, рис.2 б), может быть истолкована как результат совместного нагружения трубопровода как всеми весовыми нагрузками, так и боковой реакцией в результате температурной самокомпенсации. В случае рис.2 б) расчет производился для опоры типа ОС-9 Ду300 вертикальной нагрузкой Q_z . В качестве аналитической оценки максимального давления в контакте между трубой и изоляцией при этом можно предложить выражение:

$$\sigma_r(\alpha) = 2Q_z \sqrt{m_y^2 + 1} \cdot \cos(\alpha) / (\pi d_x L_x n_x); \sigma_{r_{max}} = (2Q_z \sqrt{m_y^2 + 1}) / S_x \leq [\sigma_u] \quad (3)$$

Данная формула следует из теории о напряженных посадках цилиндрических тел без зазора, с условием не раскрытия стыка [4]. Условия прочности (1 – 3) целесообразно использовать, прежде всего, в отдельности, т.к. максимальные значения напряжений приходятся на разные части теплоизоляционной конструкции.

Суммарное действие всех вышеперечисленных силовых факторов можно оценить, используя метод конечных элементов в составе программного приложения. В качестве примера приведем результаты расчета на прочность опоры типа ОС-9 Ду300 для использования с предварительно изолированными трубами в ППМ изоляции с толщиной слоя 0,055 м, рис.3. Заявленный производителем предел прочности ППМ изоляции при сжатии $[\sigma_{и}] = 1,5$ МПа. Использовались следующие исходные данные: $Q_z = 70\,000$ Н (7000 кгс); $p_{кн} = 0,502$ МПа; $\sigma_{ри} = 0,383$ МПа; $E_{и} = 1750$ МПа (результат исследований ППМ изоляции в работе [2]); коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$; $r_{вн} = 0,1625$ м. В качестве расчетного инструмента использовался программный пакет Z88AURORA V3, созданный на кафедре инженерного конструирования и автоматизированного проектирования Баварского Университета под руководством проф. Франка Рига. Данный пакет находится в свободном распространении на стадии тестирования (авторские права не нарушены).

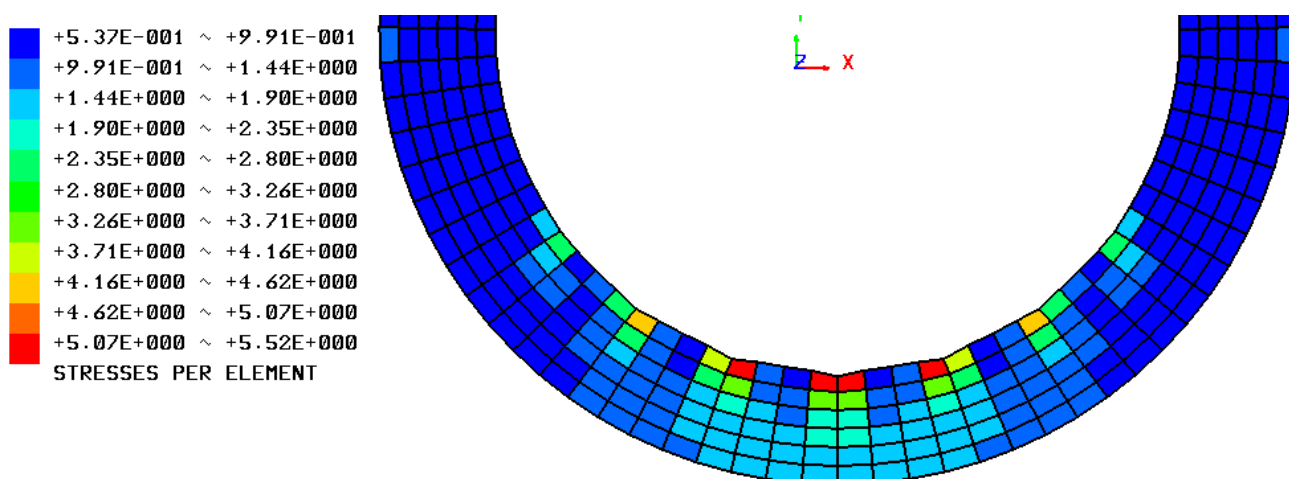


Рис. 3. Напряженно-деформированное состояние ППМ изоляции хомутовой опоры типа ОС-9 Ду300

В результате исследования можно сделать следующие выводы:

а) Анализ напряженно-деформированного состояния конструкции методом конечных элементов показывает локализацию максимальных эквивалентных напряжений во внутреннем слое изоляции в направлении приложения вектора весовой нагрузки, рис.3. Значения максимальных напряжений ($5,07 \div 5,52$ МПа) превышают предел прочности, что подтверждает предположение о меньшей несущей способности хомутовых опор по сравнению с типовыми Т14, серии 4.903-10, выпуск 5 [1].

б) Учитывая превышение нормативных нагрузок для типовых опор Q_z над фактическими в $3 \div 5$ раз, можно сделать вывод о достаточной прочности ППМ изоляции, принимая во внимание результаты исследования по уточнению значения модуля упругости [2].

в) Очевидно, что нагрузку на теплоизоляцию можно снизить, увеличивая ширину хомута, см. (1, 3). Для этого целесообразно использовать конструкцию с единым хомутом на всю длину опоры и жесткими стяжными узлами, для обеспечения равномерного обжатия.

г) Целесообразно использовать пред-изолированные опоры (pre-insulated pipe supports) с набором специальных полуцилиндров изоляционного материала, обладающего необходимыми прочностными свойствами, как это делается в некоторых случаях за рубежом [3].

Таким образом, можно решить проблему снижения тепловых потерь в хомутовых опорах без снижения прочности.

Литература:

1. Горунович С.Б. Прочность изолированных опор горячих трубопроводов // Механики XXI века. 2016. № 15. С.277–282.
2. Умеркин Г.Х., Дроздов С.А., Копцов В.А. Исследование прочностных характеристик теплоизоляционной конструкции в пенополимерминеральной изоляции // Практика противокоррозионной защиты. 2008. № 1. С.50–53.
3. Kerry Esmond. Looking at Pre-Insulated Pipe Supports // Insulation Outlook. 2017. № 8. P.80–85.
4. Кравчук А.С., Чигарев А.В. Механика контактного взаимодействия тел с круговыми границами. Мн., Технопринт. 2000. 196 с.

Strength of hot pipe clamp supports with foam polymer mineral insulation

Gorunovich S.B.

Ust-Ilimsk thermal power plant, Public company "IRKUTSKENERGO", Ust-Ilimsk, 666684, Russian Federation

Gorunovich@uitec.irkutskenergo.ru

Keywords: pipe clamp supports, foam polymer mineral insulation, heat loss, strength properties.

In this study we made an analysis of strength properties of hot pipe clamp supports. In introduction we emphasized that the problem of heat loss reduction of hot pipe supports while maintaining strength properties is still urgent. Strength calculations were made with application of finite element analysis. As a result we presented more accurate formulas for clamp supports strength calculations. Meanwhile we obtained that the design strength analysis all comes down to the strength of insulating materials in use. Therefore one can insist that the further researches of the strength of insulating materials are needed. We presented calculated example on insulated pipe clamp support DN300; developed recommendations for design of foam polymer mineral insulated pipe clamp supports. Finally we concluded that the use of insulated pipe clamp supports without heat loss with preservation of strength properties is quite achievable.

УДК 621.43

К вопросу об учете технологической наследственности при формировании свойств деталей

Гордеева Э.С.^a, Богуцкий Б.В.^b, Шрон Л.Б.^c

Севастопольский государственный университет, Университетская 33, Севастополь, Россия

^aeleonora.gordeeva@yandex.ru, ^bbogutskivb@yandex.ru, ^cshronlb@mail.ru

Ключевые слова: технологическая наследственность, технологичность, дефекты заготовок, качество материала

Аннотация. Рассмотрена необходимость учета закономерностей наследования свойств детали в процессе ее изготовления. Показано, что основная задача, решаемая на этапе превращения заготовок в готовые детали, сводится не только к обеспечению требований рабочего чертежа, но и к учету закономерностей наследования, поэтому необходимо проводить отработку деталей на технологичность. Установлены основные факторы, влияющие на технологическую наследственность на каждом этапе изготовления деталей машин. Показано, что расчетный метод не позволяет выделить наиболее значимый параметр из обилия рассматриваемых факторов. В этой связи процесс наследования напряжений целесообразно изучать экспериментальным путем. Установлено, что технологические процессы механической обработки и сборки, разработанные с учетом явлений технологической наследственности, позволяют создать соответствующий технологический регламент, позволяющий управлять ходом изменения свойств обрабатываемых деталей.

Процесс изготовления машиностроительной продукции представляет собой совокупность различных технологических воздействий над исходной заготовкой в том числе и над исходным сырьем. Назначение конкретных режимов обработки на каждом новом этапе

зависит от свойств заготовки, основные из которых (механические, технологические, физические и другие) зависят от химического состава исходной шихты [1,2,3,4,5]. В этой связи исследование закономерностей наследования свойств детали в процессе ее изготовления является важной научной задачей.

Современное металлургическое производство представляет собой замкнутый цикл таких стадий технологического процесса, как выплавка чугуна из руды, переплавка чугуна в сталь, переработка стальных слитков в прокатную продукцию и может быть представлено в виде схемы (рис. 1).

Большая часть металлургических изделий предназначена для изготовления деталей и конструкций ответственного назначения, требующих сплавы высокого качества.

Различные технологические приемы оказывают существенное воздействие на свойства изделия, изменяя структуру металла. Таким образом, совокупность первоначальных свойств исходной шихты и имеющийся набор технологических воздействий представляют собой основу для целенаправленного формирования требуемых свойств в машиностроительных изделиях. Такой подход управления качеством получил распространение в теории технологической наследственности [2,6].

Требуемое качество металла достаточно легко достигается в лаборатории, но в производственных условиях это часто трудновыполнимая задача. В первую очередь это относится к обеспечению однородного химического состава стали в слитках большого объема, т.к. отсутствие надлежащих элементов в правильных соотношениях может оказать вредное влияние на свойства стали и степень физических дефектов в слитке, таких как, усадочная раковина, пористость, газовые пузыри, неметаллические включения и др.

Для получения отливки требуемого необходимо провести тщательный анализ ведения всего технологического процесса. Таким образом, факторы, которые влияют на качество стали в процессе ее производства, можно разделить на три основные группы.

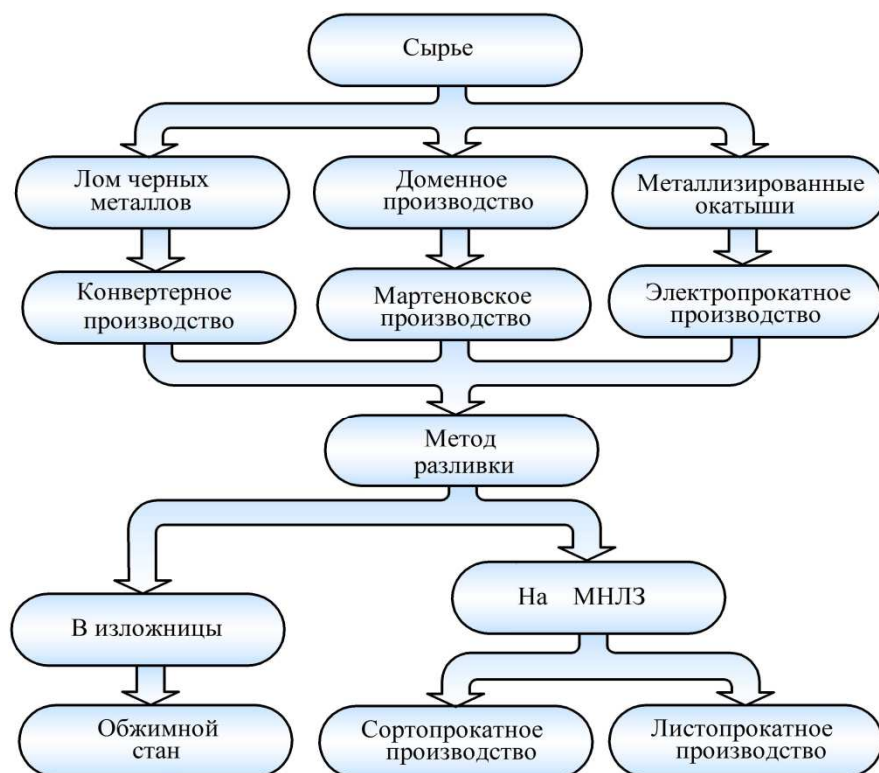


Рис.1 – Схема основных этапов переработки материала

1. Исходное сырье. Сюда относится скрап, чугун, ферросплавы, легирующие элементы, известняк, кокс, каменный уголь, древесный уголь, железная руда, шлаки.

2. Способ выплавки и доводки плавки, которые при прочих равных условиях, могут изменить состав стали, влиять на доброкачественность и однородность металла.

3. Технологические и технические возможности конкретного металлургического предприятия, которые ответственны за большинство физических дефектов в слитке, однородность и структуру зерна.

На механические и служебные свойства сплавов самым непосредственным образом влияют способы обработки слитков, возможности термического оборудования при выборе режимов термообработки, наличие специального вспомогательного оборудования, организация технического контроля на всех стадиях техпроцесса [4,7,8].

Регулирование процесса плавки необходимо для получения «здоровых» отливок. При последующей обработке отливок технологическая наследственность проявляется, в первую очередь, в структуре исходного материала, влияющей на качество поковок, штампованных заготовок и прокатных изделий.

При прокате в процессе нагрева и пластической деформации, охлаждении и его термической обработке также формируются технологические свойства. Для прокатки необходимы высокие пластические свойства стали и низкое сопротивление деформированию.

Достижение высокого качества изделий возможно, если известны результаты технологических воздействий на металл, выявлены наследственные связи между ними и определены дополнительные технологические воздействия, способные подавить дефектообразующие свойства металла.

Прокатная продукция наследует дефекты слитков и приобретает собственные дефекты в ходе прокатки: риски, царапины, закаты, заусенцы, складки, морщины, плены, вдавленная окалина, раковины, поперечные и продольные трещины и др., что может привести к неисправимому браку. Учитывая, что стоимость собственно металла составляет до 80 – 90 % от стоимости проката, экономически выгодно перед прокаткой проводить дополнительную подготовку поверхности металла слитков (обдирка слитков и заготовок на станках, пневматическая вырубка дефектов, зачистка металла абразивными кругами, огневая зачисткой блюмов, слябов) [1,5].

Основная задача, решаемая на этапе превращения заготовок в готовые детали, сводится не только к обеспечению требований рабочего чертежа, но и к учету закономерностей наследования, поэтому необходимо провести отработку деталей на технологичность. Это означает, что конструктор должен заботиться не только о производственной технологичности, но и опираться на наследственные особенности объектов труда.

Различные технологические переделы могут дать одинаковые по геометрическим показателям характеристики заготовок, но иметь различные показатели качества. Кроме того, заготовки одного передела при одинаковых условиях обработки резанием могут давать различные результаты.

Общий методический подход к оценке технологичности деталей с учетом наследственности можно проследить на основе анализа структуры стоимости изделия и детали [1]. Стоимость детали (C_d) складывается из стоимости заготовки ($C_{заг}$) и стоимости ($C_{м.о.}$) механической обработки резанием:

$$C_d = C_{заг} + C_{м.о.}$$

При этом стоимость заготовки $C_{заг}$ может включать затраты, связанные с отработкой на технологичность:

$$C_{заг} = C_1 + C_2$$

где C_1 – стоимость заготовки в обычном исполнении; C_2 – затраты на мероприятия, связанные с отработкой на технологичность.

Однако стоимость заготовки может сильно колебаться в зависимости от C_2 , особенно для прецизионных деталей, в то же время изменяется и $C_{м.о.}$ стоимость механической обработки. Она может возрасти применительно к заготовкам, не отработанным на

технологичность. Это, как правило, связано с применением более мягких режимов обработки и пр.

Поскольку могут возникнуть трудности с получением точных данных по стоимости отработки заготовок на технологичность (что бывает в тех случаях, когда наследственные связи не выявлены вполне определенно) или данных по дополнительным затратам на механическую обработку, необходимо хотя бы приближенно установить колебания стоимости $C_{м.о.}$ и $C_{заг.}$

При использовании отработанных на технологичность заготовок на базе закономерностей технологического наследования стоимость их возрастет, но не в той степени, как возрастет стоимость заготовок с необходимостью ликвидации вредных наследственных свойств только в процессе механической обработки резанием.

В отработке на технологичность важнейшими показателями являются трудоемкость и себестоимость. Эти показатели следует сравнивать с показателями для производств, на которых наследственные явления игнорируются. Уровень технологичности по трудоемкости определяют по значению коэффициента $K_{ут}$ уровня трудоемкости:

$$K_{ут} = \frac{T}{T_{БАЗ}}$$

Здесь T – трудоемкость изготовления нового изделия или детали с учетом явлений технологической наследственности; $T_{баз}$ – трудоемкость базового варианта.

При определении $T_{баз}$ необходимо знать степень учета наследственных явлений. Трудоемкость обрабатываемого на технологичность изделия может возрасти и может оказаться, что $K_{ут}$ увеличится по сравнению с желаемыми технологическими решениями. Вместе с тем очевидно, что за этим следует безусловное повышение качества изделий.

Говоря о технологичности детали, достаточно часто обращаются к значению коэффициента $C_{ут}$ уровня технологичности по себестоимости

$$C_{ут} = \frac{C}{C_{БАЗ}}$$

Себестоимость C может быть больше себестоимости базового варианта, т.к. в значении C заложены дополнительные средства, учитывающие наследственные показатели.

Нужен новый подход к значениям коэффициентов, оценивающих технологичность. Для количественной оценки технологичности может быть предложена методика учета свойств заготовок и их материала еще до начала механической обработки.

Учет явлений, связанных с технологической наследственностью, не должен сводиться к констатации отдельных взаимосвязей технологических цепочек.

Наследование конструктивных форм деталей определяется, как правило, расчетом. Поэтому соответствующие количественные показатели могут быть внесены в банк данных. Эти показатели представляют особую ценность, поскольку позволяют обоснованно назначать режимы обработки.

Поверхностный слой заготовок и деталей рассматривается в направлениях: шероховатость поверхности, волнистость и физико-механическое состояние поверхностного слоя.

В ходе обработки резанием, а также с применением электрофизических, химических или комбинированных методов обработки поверхностный слой трансформируется с учетом всех наследственных факторов, имеющих место при изготовлении детали. Свойства поверхностных слоев деталей определяются особенностями обработки не только на финишных операциях, но и всего технологического процесса.

Прямое наследование шероховатости поверхности встречается крайне редко. Волнистость же во многих случаях не только наследуется, но и копируется [6,9,11]. Физико-механические параметры поверхностного слоя, особенно напряжения поверхностных слоев, претерпевают изменения в соответствии с закономерностями технологического наследования.

Наряду с оценкой шероховатости поверхности весьма важную роль играет топография рабочих поверхностей – она влияет на износостойкость и контактную жесткость деталей. От формы профиля шероховатой поверхности зависят величины сближений контактирующих деталей под действием нагрузки, а также процесс их изнашивания. Но формы профиля, в свою очередь, порождаются особенностями метода обработки поверхности. Поэтому в вопросах определения износа и контактной жесткости первостепенную роль играют технологические методы обработки.

Интерес представляет составление микро топографических карт поверхностей. С их помощью можно достаточно полно оценивать микрорельефы, которые в достаточной степени влияют на работу сопрягающихся деталей. Карты позволяют не только наглядно представить полученный рельеф, но и производить необходимые расчеты, например, для определения жесткостных параметров неровностей. Однако получение карт пока является сложным процессом, требующим наличия специальной аппаратуры. Несмотря на полезность карт метрологическая наука практически не сделала ощутимых шагов для решения этой задачи.

Все параметры поверхности формируются под действием всей совокупности технологических факторов. При одновременном действии многих факторов, определяющих параметры шероховатости, не представляется возможным проследить механизм технологического наследования по конкретному параметру. Решение этой проблемы в будущем может дать мощный толчок к формированию поверхностного слоя с заданными свойствами. Пока же пользуются эмпирическими формулами, условия применимости которых всегда оговариваются. Увеличение надежности работы происходит в результате благоприятного сочетания основных характеристик формирования свойств поверхностного слоя.

Волнистость является важнейшей характеристикой поверхностного слоя, поскольку ее влияние, особенно на долговечность, оказывается решающим. Считается, что возникновение волнистости связано с колебаниями технологических систем. Это указывает на наследственную суть явления. При обработке резанием волнистой поверхности возникает дальнейшее трансформирование волнистости. Это явление связывают с механизмом обработки «по следу». Волны, как «след», при последующих проходах порождают новые волны. Механизм наследования волнистости связан с резанием с переменной глубиной и переносом погрешности абразивного инструмента на заготовку.

Процесс технологического наследования волнистости на практике оказывается более сложным, так как одновременно проявляются обе указанные выше причины. Поэтому целесообразно отыскивать на практике те области функционирования технологических систем, которые отличаются стабильностью.

Важнейшей составной частью качества являются напряжения поверхностных слоев. Установление величины и знака напряжений поверхностных слоев необходимо для того, чтобы определять деформации деталей, шероховатость, износостойкость и другие показатели качества.

Показатели качества тесным образом связаны с методом и спецификой технологического воздействия на материал. Заготовки, выполненные из одного и того же материала, имеющего во всех случаях одинаковый химический состав, приходят на операции резания с совершенно разными свойствами в зависимости от методов формирования поверхностных слоев. Остаточные напряжения проявляются со временем и могут приводить к ощутимым деформациям деталей, особенно прецизионных.

Процесс наследования напряжений целесообразно изучать экспериментальным путем, так как расчетный метод не позволяет выделить из обилия факторов рассматриваемый параметр. Неравномерное распределение напряжений по поверхности деталей следует считать одним из важнейших факторов снижения качества деталей. В отдельных зонах напряжения могут оказаться весьма высокими, но еще не приводящими к браку. Однако даже слабое по интенсивности технологическое воздействие может привести к сложению

напряжений и превышению предельных прочностных показателей. Например, при шлифовании деталей типа гильз возникают продольные трещины глубиной до 5 мм. Это результат совокупного действия суммы напряжений, полученных за всю историю изготовления гильз. Процесс же шлифования лишь добавляет свою долю в общем суммарном значении напряжений [1,5].

Управление наследственными характеристиками должно быть представлено соответствующей системой организационных мероприятий, документально оформленных в виде технологических регламентов. С учетом дальнейшего совершенствования технологии возможно уточнение технологических регламентов. Этому способствуют производственные наблюдения и проведение научно-исследовательских работ.

Технологический контроль рабочих чертежей и технических условий целесообразно проводить на базе данных об общих закономерностях технологического наследования. Разрабатываемый технологический процесс предусматривает не только габаритные размеры и формы заготовок, но и величину зерна, чистоту материалов, определенное расположение волокон, величину напряжений и пр. В связи с переносом свойств заготовок на финишные операции во многих случаях становится целесообразной их дополнительная обработка, предусматривающая получение рациональных геометрических и физико-механических свойств до передачи на механическую обработку.

Важным элементом технологических регламентов является правильный выбор установочных баз и учет явления технологического наследования их погрешностей, т.к. последствия этих погрешностей проявляются даже после окончания финишных операций [9,10,11].

Расчет припусков на механическую обработку прецизионных деталей проводится по общепринятой методике. Вместе с тем необходимо внести дополнительное требование о равномерности снимаемого слоя с азотированных, цементованных заготовок для ликвидации последующих поводов деталей.

Технологические процессы механической обработки и сборки, разработанные с учетом явлений технологической наследственности, позволяют создать соответствующую технологическую оснастку, помогающую управлять ходом изменения свойств обрабатываемых деталей, а также наметить те операции, по окончании которых особенно необходим технологический контроль.

Технологические регламенты являются такими документами, которые концентрируют все требования к среде. Они содержат в компактном виде качественные и количественные показатели технологических процессов, выполняемых в определенной технологической среде.

Литература:

1. Дальский А.М. Технологическая наследственность в машиностроительном производстве /А.М. Дальский, Б.М. Базаров, А.С. Васильев // - М.: Изд-во МАИ., 2000. – 344 с.
2. Петухов А.Н. Влияние технологической наследственности на формирование конструкционной прочности деталей ГТД/ Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва, 2006. - С 109-114.
3. G.M. Tusupbekova Investigation of technological heredity for machining/ proceedings of the universities, № 3, 2011. –Р. 39-40.
4. Лебедев В.Я. Технологическая наследственность и качество в машиностроении/ Процеси механічної обробки в машинобудуванні: збірник наукових праць, Житомир, № 15, 2015. – С. 47-57.
5. Valery Blumenstein, Kharis Rakhimyanov, Mikhail Heifetz, and Alexander Kleptzov. Problem of technological inheritance in machine engineering. Published by the American Institute of Physics
6. N. I. Baurova, V. A. Zorin, V. M. Prikhod'ko. Taking into account the factors of technological heredity by technological mechanics. 2016, Volume 9, Issue 4, pp 402–406 | Cite as
7. Васильев А.С., Дальский А.М. Роль технологической наследственности в обеспечении качества изделий/ Сборник докладов Межд. НТК «ТМ 2010», Воронеж, 2010 - С. 22-26.

8. Ajoy Kumar. Technological heredity in spur gear manufacturing./ Journal of Materials Processing Technology, Volume 91, Issues 1–3, 30 June 1999, P. 66-74
9. Lewandowski and E. Feldshtein Technological heredity when roller burnishing of ductile cast iron /Journal of Scientific & Industrial Research Vol 73, August 2014, P. 559-565
10. Grechishnikov V., Pautov G., Yurasov S., Yurasova O. Technological inheritance in the machining of titanium alloys/ Russian Engineering Research 2017 vol.37 N3, P. 270-272
11. Vitvinov M.K. et al., Technological Inheritance of Waviness at Milling./ Applied Mechanics and Materials, Vol. 698, P. 491-494, 2015

On the issue of accounting for technological heredity in the formation of properties of parts

Gordeeva E.S.^a, Bogutsky B. V.^b, Novoselov Y.K., Shron L.B.^c

Sevastopol State University, University st., 33, Sevastopol, 222053, Russian Federation
^aeleonora.gordeeva@yandex.ru, ^bbogutskivb@yandex.ru, ^cshronlb@mail.ru

Keywords: technological heredity, manufacturability, defects of workpiece, quality of a material

Is considered the necessity of taking into account the regularities of inheritance of the part properties in the process of its manufacturing. It is shown that the main task solved at the stage of converting blanks into finished parts is not only to ensure the requirements of the working drawing, but also to take into account the laws of inheritance, therefore, it is nec-essary to conduct working off the details for manufacturability. Established the main fac-tors influencing the technological heredity at each stage of manufacturing of machine parts. It is shown that the calculation method does not allow us to isolate the most significant pa-rameter from the abundance of the consideration factors. In this connection, the process of stress inheritance is expedient to study experimentally. It is established that the technologi-cal processes of machining and assembling, which are developed taking into account tech-nological heredity, allow creating an appropriate technological regulation allowing to con-trol the course of changing the properties of the machined parts.

УДК 681.7

Исследование тепловых и электрических характеристик выходного электрода плазмотрона при турбулентном течении газа

Веремейчик А.И., Сазонов М.И.

Брестский государственный технический университет, ул. Московская, 267, 224017, Брест, Беларусь
vai_mrtm@bstu.by

Ключевые слова: анод, дуга, плазмотрон, тепловые потери, относительная плотность тока, газ.

В статье приведены некоторые результаты теоретических и экспериментальных исследований распределения усредненных по времени плотности тока и тепловых потерь в выходном электроде-аноде плазмотрона осевой схемы с секционированной межэлектродной вставкой при развитом турбулентном течении газа в анод. Проведено сравнение экспериментальных данных с аналитическим расчетом тепловых потерь в анод. Разработана методика расчета геометрических параметров и энергетических характеристик анода.

Введение. Для разработки и конструирования мощных высокоэнтальпийных плазмотронов, создания методики их расчета, достижения высокого ресурса их работы, что

требуется для многих плазменных технологических процессов, проведены исследования распределения тока и тепловых потерь вдоль выходного электрода. Результаты этих исследований позволяют оптимизировать параметры и достичь минимальных тепловых потерь в выходном электроде (аноде). Электрические и тепловые характеристики выходного электрода хорошо изучены лишь для плазмотронов с самоустанавливающейся длиной дуги и плазмотронов со ступенчатым выходным электродом [1-11]. В данной работе проведены исследования таких характеристик для плазмотронов с межэлектродной вставкой (МЭВ). Отличие поведения дуги в выходном электроде плазмотрона с МЭВ заключается в том, что течение газа в области анода является турбулентным. В этих условиях следует ожидать изменения характера шунтирования и расщепления дуги в выходном электроде и распределения тока вдоль анода, особенно для случая, когда течение газа перед ним является развитым турбулентным.

1. Методика исследований. Исследования распределения плотностей тока и теплового потока вдоль анода проводились на воздухе в плазмотроне, схема которого приведена на рис. 1. Цилиндрическая электродуговая камера плазмотрона образована торцевым электродом 1, секциями МЭВ 2, электрически и термически изолированными друг от друга и от электродов, и цилиндрическим выходным электродом-анодом 3. Внутренний диаметр электродуговой камеры $d = 2$ см. Анод состоит из набора индивидуально охлаждаемых водой медных цилиндрических секций (шайб) 6 толщиной 0,4 см с внутренним диаметром 2 см, изолированных друг от друга асбестовыми прокладками 7 толщиной 0,3 мм. В аноде использовалось 12 секций. Секции электрически и термически изолированы друг от друга и соединены с положительным полюсом источника электропитания через низкоомные сопротивления – шунты и балластный реостат. Распределение тока вдоль анода определялось путем измерения падения потенциала на шунтах.

Индивидуальный подвод воды к секциям МЭВ и шайбам анода позволил проводить калориметрирование тепловых потерь в них и тем самым определять среднюю энтальпию торможения потока газа перед анодом и плотность тепловых потоков вдоль него. Разность температур охлаждающей воды измерялась дифференциальным транзисторным термодатчиком. Кроме того, проводились измерения интегральных тепловых потерь в сплошные аноды длиной 2, 3, 6 калибров в плазмотронах с внутренним диаметром $d = (10; 20; 30) \cdot 10^{-3}$ м.

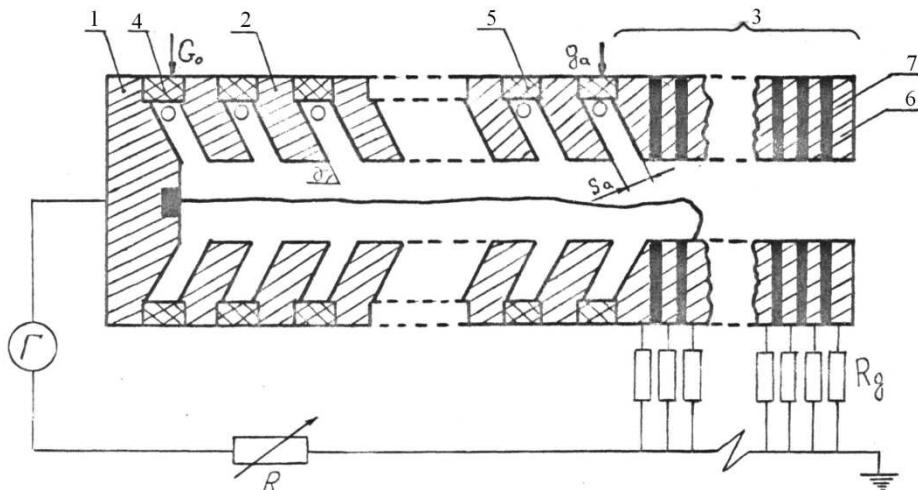


Рис. 1. Схема плазмотрона и электропитания: 1 – катод, 2 – секции МЭВ, 3 – анод, 4 – первое кольцо закрутки, 5 – межсекционное кольцо закрутки, 6-шайба, 7 – изолятор, Г – источник электропитания, R – балластное сопротивление, Ry – добавочное сопротивление

Рабочий газ с расходом G_0 подавался в дуговой канал через кольцо закрутки 4, расположенное между катодом и первой секцией вставки, а также через межсекционные

кольца закрутки и каждую щель между секциями с расходом воздуха g_i . Между анодом и примыкающей к нему секцией вставки подавался переменный расход газа g_a для исследования его влияния на теплообмен и распределения тока в анод. В качестве рабочего газа использовался воздух. Ток дуги при измерениях интегральных тепловых потерь достигал 700 А, измерения усредненной относительной плотности тока \bar{i} и тепловых потоков в секции анода проводились при токах до 120 А.

В длинной цилиндрической электродуговой камере плазмотрона можно выделить три характерных участка течения газа: начальный, переходный и участок стабилизированного турбулентного течения. Наибольший практический интерес представляет участок дуги в стабилизированном турбулентном потоке, поскольку удельный энерговклад в дугу максимален. Поэтому измерение распределения тока и тепловых потерь проведено для случая, когда перед выходным электродом имеет место стабилизированное турбулентное течение.

На рис. 2 приведено распределение относительной плотности тока $\bar{i} = i / \pi d \cdot \Delta l \cdot I$ при различных величинах расхода газа g_a . Здесь I – полный ток дуги, Δl – толщина шайбы, i – усредненный по времени ток на шайбу анода. При отсутствии вдува газа перед анодом ($g_a=0$), величина \bar{i} составляет примерно $1,1 \cdot 10^3 \text{ м}^{-2}$ на первой шайбе анода и уменьшается до $0,11 \cdot 10^3 \text{ м}^{-2}$ при $\bar{z} = 2,3$ (кривая 1). В этом случае большая часть тока протекает через первые шесть шайб анода, суммарная длина которых не превышает 1,5 калибра. Кривая распределения тока качественно похожа на характер распределения тока для дуги с самоустанавливающейся длиной [1, 2], но в случае турбулентной дуги вдув газа перед анодом слабо изменяет форму кривых распределения тока. Происходит лишь некоторое снижение величин тока на первые секции электрода (на 30–40 % при $g_a=4,7 \text{ г/с}$) (кривые 1, 2).

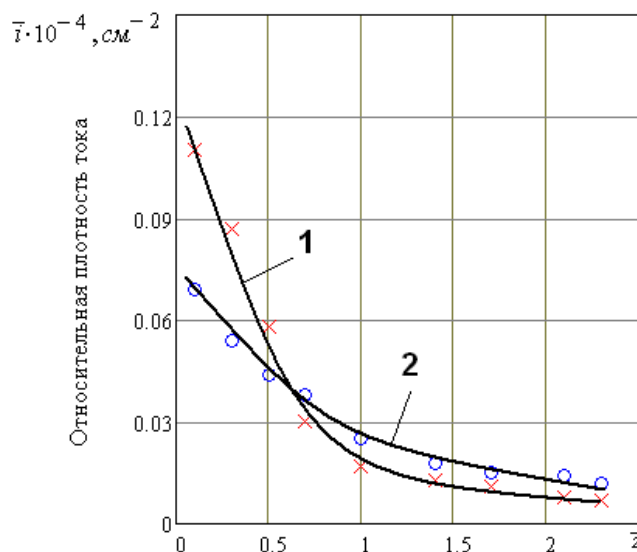


Рис. 2. Изменение относительной плотности тока вдоль анода при развитом турбулентном течении газа

$$d = 2 \text{ см}; \bar{a} = 20,5; I = 90 \text{ А}; G_0 = 10 \frac{\text{г}}{\text{с}}; g_i = 0; g_T = 3,6 \frac{\text{г}}{\text{с}}; \bar{z}_T = 7,5, \quad 1 - m = 0, \quad 2 - m = 0,9 \left(g_a = 4,7 \frac{\text{г}}{\text{с}} \right)$$

Эксперименты показали, что при постоянной величине расхода газа, вдуваемого в щель перед анодом, относительная плотность тока через шайбы не зависит от тока дуги в исследованном диапазоне параметров. Следовательно, при наличии развитого турбулентного течения газа в конце электродуговой камеры внутри анода практически весь ток дуги распределен на участке электрода длиной не более 1,5 калибра от внешнего края. Вследствие этого, с целью снижения до минимума тепловых потерь в анод, длину электрода можно уменьшить до 1,5–2 калибров. Отметим также, что в данном случае основная эрозия

выходного электрода-анода под действием пятна дуги будет происходить на первом калибре, на что необходимо обращать особое внимание при разработке и конструировании плазмотронов.

Распределение относительной плотности тока вдоль анода при установившемся течении газа приведено на рис. 3. Распределение тепловых потерь вдоль анода, когда перед ним имеет место течение, соответствующее переходному режиму, показано на рис. 4. При отсутствии вдува газа перед электродом величина теплового потока на первую секцию анода была максимальной и быстро снижалась на следующих секциях (кривая 1, рис. 4). Такое проведение распределения можно объяснить забросом горячего воздуха в щель. При наличии слабого вдува газа перед анодом поток на первые шайбы значительно снижается, а при достаточно сильных вдувах он может быть и ниже, чем на последующих секциях. На расстояниях, больших 1,5 калибра от входа в анод, тепловые потоки при одинаковых вдувах совпадают между собой и приблизительно равны по величине расчетному конвективному тепловому потоку (кривая 2, рис. 4).

Кривая 2 рассчитывалась по формуле для конвективного теплообмена потока горячего газа со стенкой трубы [3]:

$$q = St \rho v (h_0 - h_w), \tag{1}$$

где $St = 0,023 Re_d^{-0,2} \cdot Pr^{-0,6}$; $Re_d = \frac{\rho v d}{\mu_0}$; $h_0 = \frac{\eta N}{G}$; Pr – число Прандтля; η – КПД межэлектродной вставки, N – мощность дуги, G – суммарный расход газа.

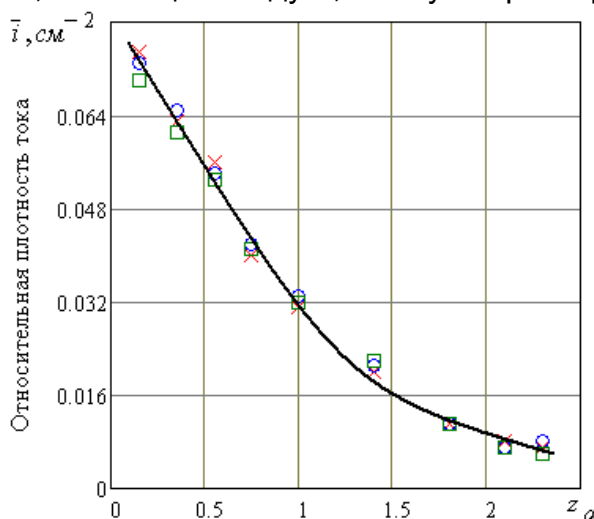


Рис. 3. Изменение относительной плотности тока вдоль анода при установившемся течении газа для

различных токов: $d = 2 \text{ см}$; $\bar{a} = 20,5$; $G_0 = 10 \frac{\text{г}}{\text{с}}$; $g_i = 0$; $g_r = 3,6 \frac{\text{г}}{\text{с}}$; $\bar{z}_r = 7,5$; $g_a = 2,3 \frac{\text{г}}{\text{с}}$

○ – I = 60 А, × – I = 90 А, □ – I = 120 А

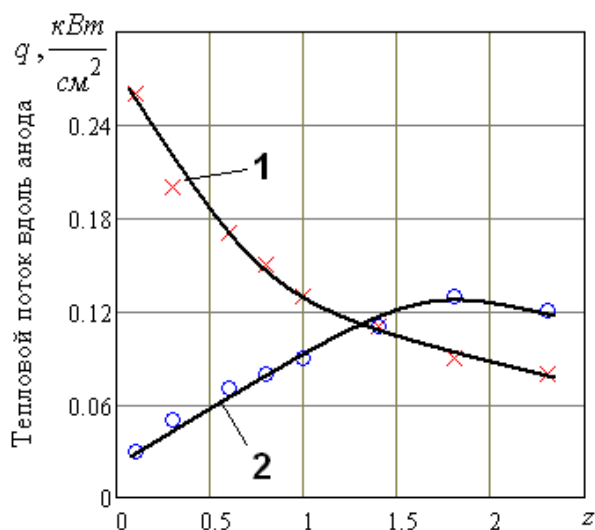


Рис. 4. Распределение тепловых потоков вдоль анода перед ним, соответствующем переходному

участку: $d = 2\text{см}$; $\bar{a} = 20,5$; $I = 90\text{А}$; $G_0 = 10 \frac{\text{г}}{\text{с}}$; $g_i = 0$; $\bar{z}_r = 7,5$,

$$1 - m_a = 0, \quad 2 - m = 1,2 \left(g_a = 3,6 \frac{\text{г}}{\text{с}} \right)$$

Как видно из приведенных данных, распределение тепловых потоков в выходной электрод при отсутствии и наличии вдува газа перед ним существенно отличаются друг от друга. Однако следует отметить, что вдув газа перед анодом не позволяет снизить тепловые потери менее величин, определяемых конвективными тепловыми потоками при стабилизированном турбулентном течении.

Тепловые потери в цилиндрическом аноде плазмотрона с МЭВ определяются конвективным теплопереносом от турбулентного потока плазмы к стенке, а также излучением столба дуги и тепловым потоком через пятно дуги:

$$Q = Q_K + Q_L + Q_{II}. \quad (2)$$

Лучистым тепловым потоком Q_L можно пренебречь, поскольку передача энергии излучением от дуги в процессе теплообмена в выходном электроде плазмотрона с МЭВ при атмосферном давлении и средних температурах воздуха до $5 \cdot 10^{-3} \text{К}$ не превышает нескольких процентов от полного теплового потока в электрод. По данным различных авторов [3, 4, 6], тепловой поток через анодное пятно в медный электрод в воздушной среде может быть определен по формуле:

$$Q_{II} = 5,85I, \text{ Вт}. \quad (3)$$

Из формулы (3) видно, что тепловой поток через анодное пятно практически не зависит от рода газа и материала электрода.

Основной вклад в тепловой поток в стенку анода вносят конвективные тепловые потери. Удельный конвективный тепловой поток в цилиндрический выходной электрод может быть определен по формуле (1). В зоне анода к нему добавляется тепловой поток через пятно дуги и радиального участка дуги в аноде.

Расчет тепловых потерь в выходном электроде с учетом распределения токов дает удовлетворительное согласие с экспериментальными данными [3]. Сравнение экспериментальных и рассчитанных по вышеуказанной методике тепловых потерь в выходном электроде плазмотрона с межэлектродной вставкой приведено на рис. 5.

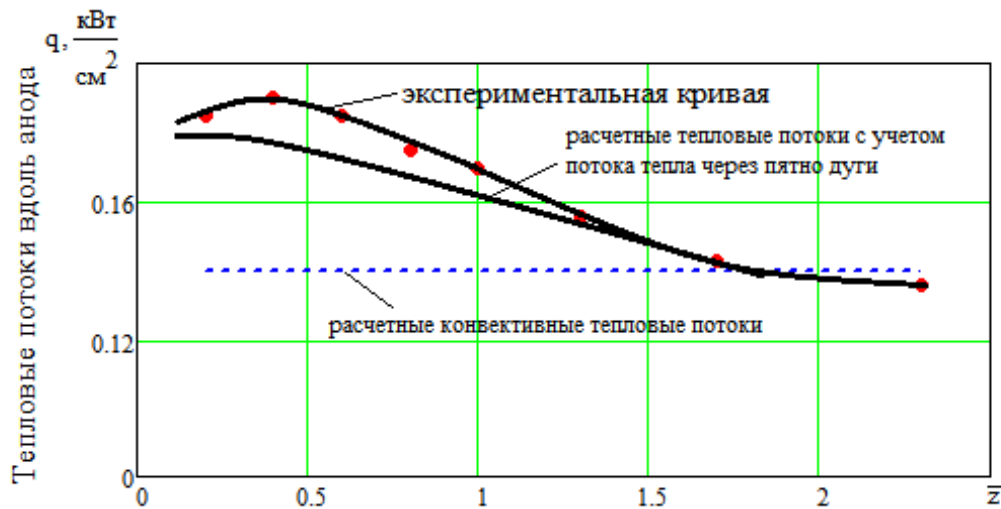


Рис. 5. Сравнение результатов расчета тепловых потоков вдоль анода с экспериментальными данными

$$d = 2 \text{ см}; \bar{a} = 20,5; I = 90 \text{ А}; G = 10 \frac{\text{г}}{\text{с}}; g_i = 0; g_a = 2 \frac{\text{г}}{\text{с}}; g_T = 3,6 \frac{\text{г}}{\text{с}}; \bar{z}_T = 7,5$$

Наибольшее различие между расчетом и экспериментальными данными наблюдается на первых сечениях анода при отсутствии вдува газа перед ним. Основную роль в интенсификации теплообмена в аноде играет радиальный участок дуги, обладающий высокой вязкостью по сравнению с окружающим газом, непрерывное перемещение которого приводит к интенсивному перемещению газа и разрушению пограничного слоя. В результате повышается температура газа вблизи стенки и возрастают тепловые потери в анод. При отсутствии вдува газа в щель перед анодом экспериментальные данные превышают расчетные, по-видимому, из-за забросов горячего газа в щель и нестационарном течении. Вдув газа в щель перед анодом устраняет эти забросы газа, а также снижает температуру потока у стенки анода. В результате уменьшается тепловой поток на первую и следующую за ней шайбы анода. Из-за сильного перемешивания радиальным участком дуги слой холодного газа у стенки быстро разрушается, поэтому влияние газовой завесы прекращается уже на первых сечениях анода.

Таким образом, величина расхода рабочего газа, вдуваемого в щель перед анодом, определяется в основном необходимостью устранения забросов горячего газа в щель перед ним и пробоя между анодом и примыкающей секцией вставки. Как показали проведенные эксперименты, для этих целей достаточен вдув с параметром $m_a \approx 0,2 - 0,3$.

Выводы. На основании проведенных исследований установлено, что тепловые потери в выходном электроде-анодe при развитом турбулентном течении можно с удовлетворительной точностью рассчитать по формулам для теплообмена турбулентного потока газа со стенкой трубы с учетом тепловых потерь через анодное пятно дуги и теплоотдачи от участка дуги в анод.

Литература:

1. Анышаков А.С., Жуков М.Ф., Засыпкин И.М. Электродуговые генераторы с межэлектродными вставками : монография. – Новосибирск: Наука, 1981. – 221 с.
2. Кутателадзе С.С., Леонтьев А.И. Тепломассообмен и трение в турбулентном пограничном слое. – М., Энергия, 1972. – 342 с.
3. Жуков М.Ф., Коротеев А.С., Урюков Б.А. Прикладная динамика термической плазмы. – Новосибирск, Наука, 1975. – 198 с.
4. Веремейчик А.И., Сазонов М.И., Цыганов Д.Л. Исследование электрической дуги в потоке гелия в сильноточном плазмотроне // Приборы и техника эксперимента. – 2006. – № 5. – С. 99–102.

5. Лелевкин В.М., Семенов В.Ф. Теплообмен дуги в канале плазматрона с пористой межэлектродной вставкой // Вестник КРСУ. – Бишкек, 2004. – № 4. – С. 33–37.
6. Меркулов В.В. Исследование тепловых и электрических характеристик плазматрона с самоустанавливающейся длиной дуги: автореф. дис. ... канд. физ.-мат. наук: 01.04.14. – М.: 2011. – 20 с.
7. Основы расчета плазматронов линейной схемы / Под ред. М.Ф. Жукова. – Новосибирск, 1979. – 146 с.
8. Басин А.С., Ипатьева О.С., Попов В.Н. Моделирование температурных полей в трубчатом электроде плазматрона от нестационарного воздействия пятна дуги // Теплофизика и аэромеханика. – 1998. – Т. 5. № 4. – С. 583–592.
9. Исследования режимов работы плазматрона косвенного действия с вихревой подачей плазмообразующего газа / В.А. Шаповалов, К.А. Цыкуленко, В.Р. Бурнашев, Д.М. Жиров // Современная электрометаллургия. — 2014. — № 4 (117). — С. 46-48.
10. Аньшаков А.С., Урбах Э.К., Радько С.И. и др. Электрические и тепловые характеристики генератора плазмы водяного пара с медными трубчатыми электродами / Известия вузов. Физика, 2014. – №1/2. – С. 44–47.
11. Teste Ph. Leblanc T., Chabrerie J.P. Study of the arc root displacement and threedimensional modelling of the thermal phenomena occurring in hollow cathode submitted to an electric moving arc // J. Phys. D: Appl. Phys. 1995. – V. 28. – P. 888–898.

Investigation of thermal and electric characteristics of the plasma torch output electrode during turbulent gas flow

Veremeichik, A.I., Sazonov M.I.

Brest State Technical University, Moskovskaya st., 267, 224017, Brest, Belarus
vai_mrtm@bstu.by

Keywords: anode, arc, plasmatron, thermal losses, relative current density, gas.

The article presents the results of theoretical and experimental studies of the distribution of time-averaged current density and thermal losses in the output electrode-the anode of the axial plasma circuit with a partitioned interelectrode insert at the developed turbulent gas flow in the anode. Experimental data are compared with the calculation of thermal losses in the anode. The method of calculation of geometrical parameters and some energy characteristics of the anode is developed.

УДК 621.01: 621.81

Влияние контактных характеристик на функционал проницаемости уплотнительного стыка

П.М. Огар^а, Д.Б. Горохов^б, В.С. Федоров^с А.С. Кожевников^д
Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия
^аogar@brstu.ru, ^бdenis_gorohov@mail.ru, ^сfedorov.v.s@yandex.ru, ^дkozhevnikovart@inbox.ru

Ключевые слова: герметичность, функционал проницаемости, относительная площадь контакта, плотность зазоров, вероятность протекания среды.

Рассмотрены вопросы обеспечения гарантированной, с заданной вероятностью протекания среды, герметичностью металло-полимерных уплотнительных соединений гидравлических систем оборудования, аппаратов и агрегатов. С учетом взаимного влияния микронеровностей шероховатой поверхности определены зависимости относительной площади контакта, плотности зазоров в стыке и вероятности протекания среды от

безразмерного силового упругогеометрического параметра f_q . Указанные контактные характеристики определяют функционал проницаемости C_u , который характеризует герметизирующую способность уплотнительного стыка. Показана их роль в разные периоды нагружения уплотнительного стыка безразмерной нагрузкой. Из зависимости функционала проницаемости C_u от безразмерного силового упругогеометрического параметра f_q можно выделить три зоны герметизации: начальной, за счет внедрения наиболее высоких неровностей; стабильной, за счет уменьшения плотности зазоров; эффективной, за счет слияния отдельных пятен контакта. Показано, что из-за слияния отдельных пятен контакта при $f_q > f_{qe}$ вероятность протекания среды резко уменьшается. Для значения вероятности $\nu_k = 0.0001$, значения $f_{qe} = 0.50 \dots 0.60$, что соответствует относительной площади контакта $\eta = 0.58 \dots 0.63$. Данный результат хорошо согласуется с величиной относительной фактической площади контакта, полученной с использованием теории перколяции, при которой образуется непрерывный замкнутый кластер, т.е. обеспечивается перекрытие всех микроканалов в стыке.

Введение. Уплотнительные соединения находят широкое применение в трубопроводных коммуникациях гидропневматических систем оборудования, аппаратов и агрегатов. Гидропневмосистемы можно подразделить на жидкостные (гидравлические, топливные, масляные, противообледенения и др.) и газовые (пневматические, кислородные, противопожарные, обогрева, кондиционирования и др.). Их надежность во многом определяется качеством уплотнительных соединений. Обеспечение надежности уплотнительных соединений закладывается еще на стадии проектирования.

Герметичность уплотнительных соединений обеспечивается нагружением их сжимающим усилием (контактными давлениями герметизации) и в значительной мере определяется напряженно-деформированным состоянием в зоне контакта и зависит от контактного взаимодействия шероховатых поверхностей. Основными контактными характеристиками, обеспечивающими герметичность уплотнительных соединений, являются относительная площадь контакта, плотность зазоров в стыке, степень слияния пятен контактов отдельных неровностей, определяющая вероятность протекания среды [1-3 и др.].

Широкое применение в уплотнительной технике находят низкомолекулярные полимерные материалы в виде покрытий, или отдельных деталей [4, 5]. По критериям прочности конструкционные материалы относятся к низкомолекулярным со значениями модулей упругости $E < 10^3$ МПа [6].

Для количественной оценки герметичности используют скорость утечки – массу или объем среды в единицу времени. Для оценки герметизирующей способности уплотнительного стыка в работе [1-3] используется безразмерный функционал проницаемости:

$$C_u = \frac{\Lambda^3 \nu_k}{4(1-\eta)^2}, \quad (1)$$

где Λ – плотность зазоров в стыке; η – относительная площадь контакта; ν_k – вероятность протекания среды, которая зависит от слияния отдельных пятен контакта.

Все параметры, входящие в выражение (1), зависят от параметров микрогеометрии и безразмерного силового упругогеометрического параметра f_q .

Цель настоящей работы – определение роли параметров, входящих в выражение (1), в обеспечении герметичности соединений и определить условия обеспечения гарантированной герметичности с учетом взаимного влияния микронеровностей. Гарантированная герметичность соответствует установленному значению вероятности протекания среды ν_k , например $\nu_k = 0.0001$.

Модель шероховатой поверхности. В настоящее время для решения задач трибологии используются модели шероховатости и теории контактирования шероховатых

поверхностей, разработанные Гринвудом – Вильямсоном, Н.Б. Демкиным и их последователями [7, 8]. Однако использование таких моделей для решения задач обеспечения герметичности соединений с низко модульными материалами приводит к значительным погрешностям, что объясняется следующим: 1) контактные давления герметизации примерно на 1-2 порядка выше, чем при трении, при этом необходимо учитывать взаимное влияние контактирующих неровностей; 2) в уплотнительном стыке возможно контактирование всех неровностей, что требует описания всей опорной кривой профиля, а не только ее начальной части; 3) при определении плотности зазоров не учитываются перемещения точек поверхностей неровностей; 4) не учитывается слияние отдельных пятен контакта.

Поэтому воспользуемся дискретной моделью шероховатости, приведенной в [1, 3]. Микронеровности представим в виде набора одинаковых сферических сегментов с радиусом r , основанием a_c и высотой ωR_{max} . Распределение неровностей по высоте соответствует опорной кривой профиля реальной поверхности, которая описывается регуляризованной бета-функцией:

$$\eta(\varepsilon) = \frac{B_\varepsilon(p, q)}{B(p, q)}, \quad (2)$$

где $B_\varepsilon(p, q)$, $B(p, q)$ – соответственно неполная и полная бета-функции;

$$p = \left(\frac{R_p}{R_q}\right)^2 \left(\frac{R_{max} - R_p}{R_{max}}\right) - \frac{R_p}{R_{max}}, \quad q = p \left(\frac{R_{max}}{R_p} - 1\right); \quad (3)$$

R_p, R_q, R_{max} – высотные параметры шероховатости

Плотность функции распределения неровностей по высоте описывается выражением:

$$\varphi'_n(u) = \frac{u^{p-2}(1-u)^{q-2}[(p-1)(1-u) - (q-1)u]}{\varepsilon_s^{p-1}(1-\varepsilon_s)^{q-1}}, \quad (4)$$

где u – расстояние от уровня вершин до вершины неровности; ε_s определяется из условия $\varphi_n(\varepsilon_s) = 1$; $\omega = 1 - \varepsilon_s$.

Радиус сферического сегмента:

$$r = a_c^2 / (2\omega R_{max}). \quad (5)$$

На рис. 1 представлены плотности распределения неровностей по высоте для рассматриваемых ниже примеров определения относительной площади контакта.

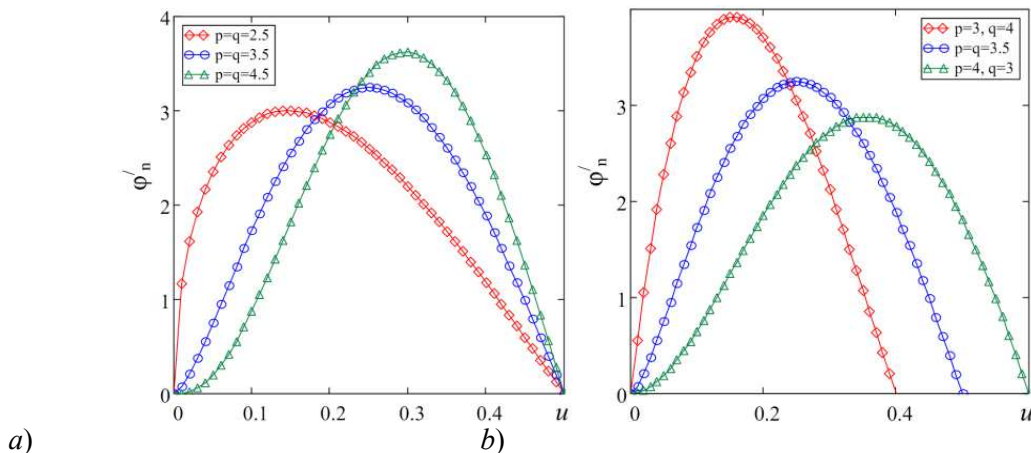


Рис. 1. Плотности распределения неровностей при разных значениях p и q .

Как следует из рис. 1, варьирование параметрами p и q позволяет эффективно управлять плотностью распределения неровностей по высоте шероховатого слоя.

Контакт жесткой шероховатой поверхности с упругим полупространством.

Относительная площадь контакта

Как следует из работ [9-11], а также из недавней публикации авторов [3] при определении относительной площади контакта, особенно с использованием низко модульных материалов, следует учитывать взаимное влияние микронеровностей. Ниже приведем систему уравнений [1-3], решение которой позволит определить зависимость относительной площади контакта η от безразмерного силового упругогеометрического параметра f_q , который определяется выражением

$$f_q = \frac{q_c a_c}{E^* \omega R_{\max}} \quad (6)$$

где E^* – приведенный модуль упругости.

Для контакта шероховатой поверхности с упругим полупространством имеем

$$f_q(\varepsilon) = \frac{q_c(\varepsilon) a_c}{E^* \omega R_{\max}} = \frac{\frac{8}{3\pi} \int_0^{\min(\varepsilon, \varepsilon_s)} \eta_i^{1.5} \varphi'_n(u) du}{1 - \int_0^{\min(\varepsilon, \varepsilon_s)} \psi_\eta(\eta_i) \varphi'_n(u) du} \quad (7)$$

где
$$\psi_\eta(\eta_i) = \frac{2}{\pi} \left[\arcsin \eta_i^{0.5} - \sqrt{\eta_i(1 - \eta_i)} \right] \quad (8)$$

Относительная площадь контакта

$$\eta(\varepsilon) = \int_0^{\min(\varepsilon, \varepsilon_s)} \eta_i \varphi'_n(u) du \quad (9)$$

Для определения зависимости $\eta(f_q)$ необходимо, исключить параметр ε из зависимостей $f_q(\varepsilon)$ и $\eta(\varepsilon)$. Зависимости $\eta(f_q)$ для плотностей распределения неровностей, соответствующих рис. 1 представлены на рис. 2 и обозначены точками. Линией на рис. 2а обозначена аналогичная зависимость без учета взаимного влияния неровностей, из которой следует, что при использовании дискретной модели шероховатости возможен случай, когда $\eta = 1$. Это противоречит данным работ [12-16], посвященных исследованиям почти полного контакта между шероховатыми поверхностями и подтверждает правильность выбранного подхода.

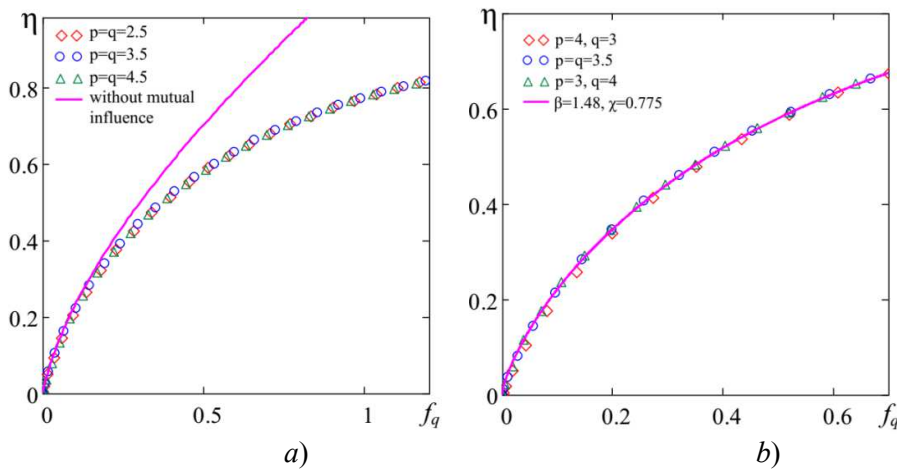


Рис. 2. Зависимость относительной площади контакта от безразмерного параметра f_q : а) с учетом (точки) и без учета (линия) взаимного влияния неровностей; б) для разных значений параметров p и q .

Как следует из рис. 2, зависимости $\eta(f_q)$ для разных значений параметров p и q практически сливаются в одну линию. Поэтому для инженерных расчетов целесообразно их описывать одним уравнением

$$\eta = 1 - \exp(-1,48f_q^{0,775}), \quad (10)$$

Приведенная аппроксимация аналитических зависимостей $\eta(f_q)$ достаточно точно их описывает, поэтому может быть рекомендована для инженерных расчетов относительной площади при упругом контакте.

Плотность зазоров в стыке

Для определения объема межконтактного пространства необходимо определить объемы зазоров, приходящиеся на отдельные контактирующие и не контактирующие неровности [1-3, 17],

$$V_i = \begin{cases} V_{ri} = 2\pi \int_{a_{ri}}^{a_c} [z_{20}(\rho) - z_{10}(\rho)]\rho d\rho; \\ V_{0i} = 2\pi \int_0^{a_{ci}} [z_{2r}(\rho) - z_{1r}(\rho)]\rho d\rho, \end{cases} \quad (11)$$

где z_{10}, z_{20} – уравнения, описывающие поверхности не контактирующих неровностей и полупространства; z_{1r}, z_{2r} – уравнения, описывающие поверхности контактирующих неровностей и полупространства.

Тогда общий объем межконтактного пространства в стыке

$$V_c = \sum_{i=1}^{n_r} V_{ri} + \sum_{i=1}^{n_c - n_r} V_{0i},$$

а соответствующая ему плотность зазоров

$$\Lambda(\varepsilon) = \frac{V_c}{A_c R_{\max}} = \frac{1}{A_{ci} R_{\max}} \left[\int_0^{\min(\varepsilon, \varepsilon_S)} V_{ri} \varphi'_n(u) du + \int_{\min(\varepsilon, \varepsilon_S)}^{\varepsilon_S} V_{0i} \varphi'_n(u) du \right]. \quad (12)$$

Учитывая, что $V_{ri} = A_{ci} R_{\max} \Lambda_{ri}$ и $V_{0i} = A_{ci} R_{\max} \Lambda_{0i}$, выражение (12) можно представить в виде

$$\Lambda(\varepsilon) = \int_0^{\min(\varepsilon, \varepsilon_S)} \Lambda_{ri} \varphi'_n(u) du + \int_{\min(\varepsilon, \varepsilon_S)}^{\varepsilon_S} \Lambda_{0i} \varphi'_n(u) du. \quad (13)$$

Выражения для $\Lambda_{ri} = \Lambda_{ri}(\varepsilon, u)$ и $\Lambda_{0i} = \Lambda_{0i}(\varepsilon, u)$ приведены в работах [1-3, 17].

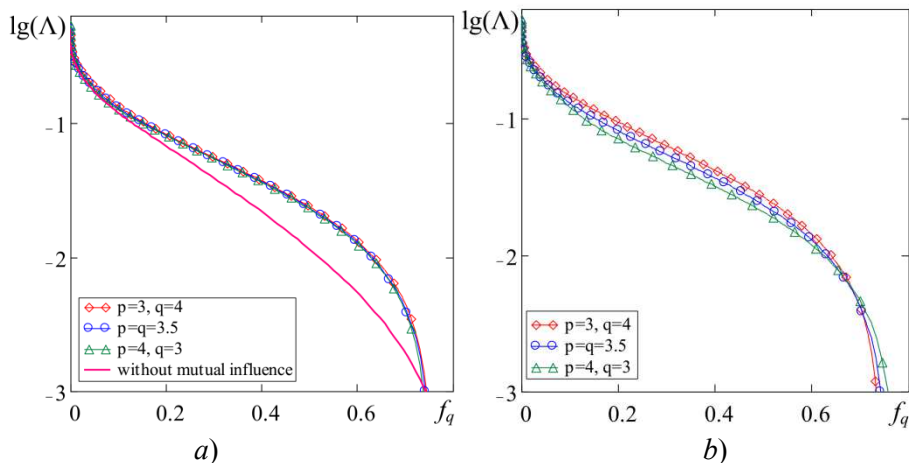


Рис. 3. Плотность зазоров в стыке: с учетом и без учета взаимного влияния неровностей (а); для разных значений p и q (б).

На рис. 3 представлены зависимости плотности зазоров Λ от комплексного безразмерного силового упругогеометрического параметра f_q . Из рис. 3 следует, что Λ зависит от условий влияния неровностей и в значительно меньшей мере зависит от значений параметров p и q .

Вероятность протекания среды

Вероятность протекания среды определяется степенью слияния отдельных пятен контакта. В работах [1, 3] для этого использована модель отдельной неровности (рис. 4), которая описывается выражением

$$z(x, y) = v + \omega[f(x) + f(y)], \tag{14}$$

где $x = \frac{2X}{S_{mx}},$

$y = \frac{2Y}{S_{my}}, \quad z = \frac{Z}{R_{max}},$

$$S_{mx} = \sqrt{A_{ci}K_s}, \quad S_{my} = \sqrt{A_{ci}/K_s}, \quad K_s = S_{mx}/S_{my},$$

$$f(t) = \begin{cases} 0,5 - t, & |t| \leq 0,5, \\ (1 - |t|)^2, & 0,5 \leq |t| \leq 1. \end{cases}$$

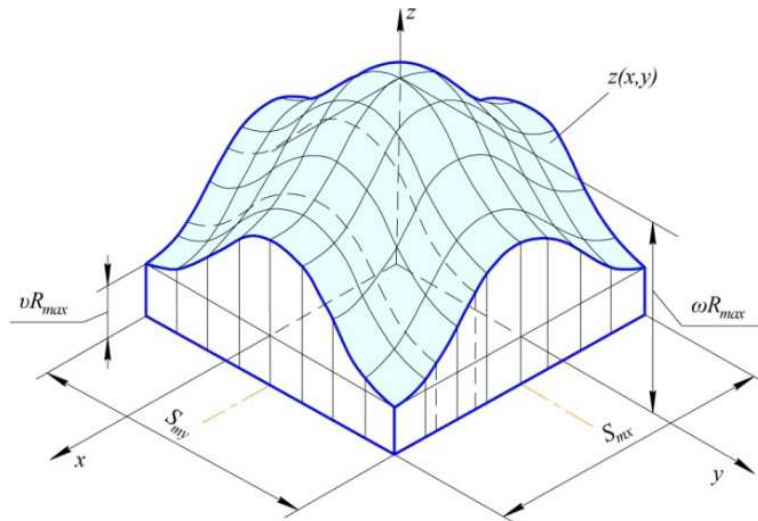


Рис. 4. Модель отдельной неровности

Для данной неровности распределение материала по высоте ωR_{max} линейное, т.е. аналогично как для сферического сегмента при $r \gg R_{max}$. Сечение неровности на уровне $v + 0.5\omega$ касается контура неровности. При $\eta_i > \eta_i^*$ для двух соседних неровностей будет происходить их слияние.

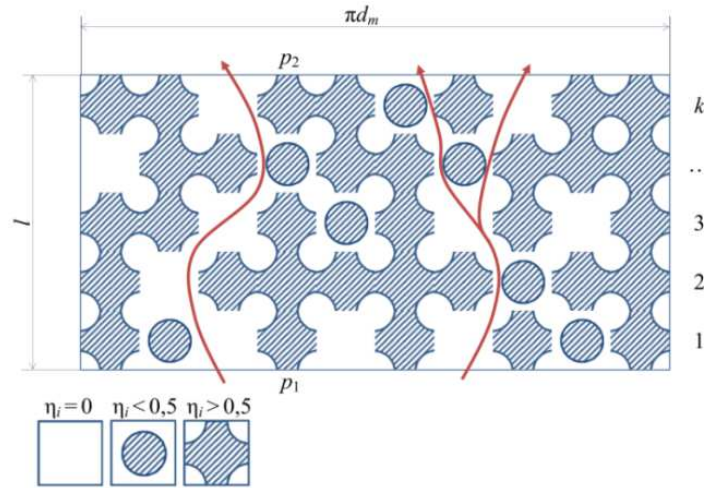


Рис. 5. Схема уплотнительного стыка

Допустим, что плоский уплотнительный стык длиной πd_m и шириной l состоит из k рядов неровностей (рис. 5). Вероятность протекания среды [1, 3]

$$v_k(\varepsilon) = \begin{cases} (1-x^*), & x^* < \frac{1}{3}; \\ 3^{k-1}(1-x^*)^k, & x^* \geq \frac{1}{3}; \end{cases} \quad (15)$$

где k – число рядов микронеровностей по ширине зоны уплотнения;

$$x^*(\varepsilon) = \int_0^\varepsilon x_i^*(\varepsilon, u) \varphi'(u) du; \quad x_i^*(\varepsilon, u) = \begin{cases} 0, & \eta_i(\varepsilon, u) < \eta_i^*; \\ 1, & \eta_i(\varepsilon, u) \geq \eta_i^*; \end{cases}$$

$\eta_i^* = 0,5 \dots 0,52$ – критическое значение η_i .

Зависимости $v_k(f_q)$ представлены на рис. 6.

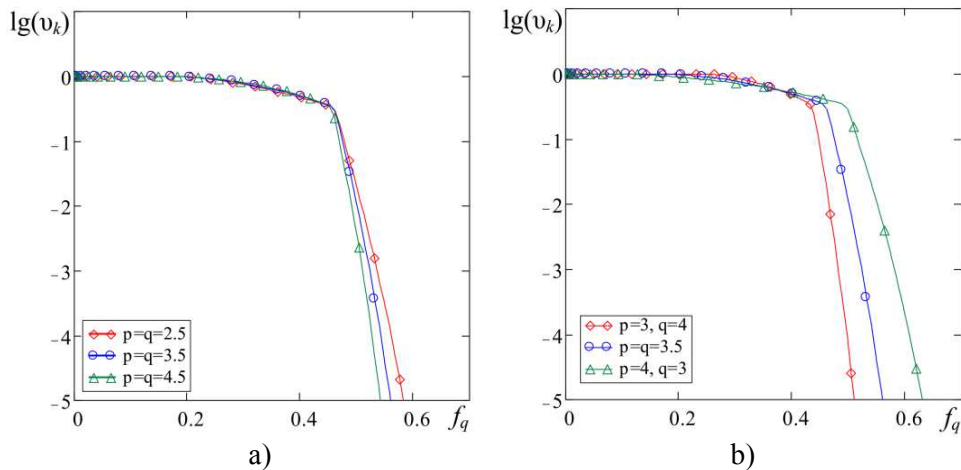


Рис. 6. Зависимость вероятности протекания среды v_k от безразмерного параметра f_q

Как следует из рис. 6, из-за слияния отдельных пятен контакта при $f_q > f_{qe}$ вероятность протекания среды резко уменьшается.

Результаты и обсуждение. Подставляя уравнения (10), (13) и (15) в (1) получим зависимость функционала проницаемости C_u от безразмерного силового упругогеометрического параметра f_q .

Массовый G или объемный Q расход среды определяется выражениями:

$$G = C_f \cdot C_u, \quad Q = C_g \cdot C_u; \quad (16)$$

$$C_f = \frac{\pi d_m R_{\max}^3 \rho \Delta p}{2l\mu}, \quad C_g = \frac{\pi d_m R_{\max}^3 (p_1^2 - p_2^2)}{4l\mu}, \quad (17)$$

где ρ – плотность герметизируемой среды; p_1, p_2 – давления на входе и выходе; $\Delta p = p_1 - p_2$; μ – динамическая вязкость; l – ширина зоны уплотнения.

При проектировании уплотнительного соединения удобно исходя из заданных ρ, p_1, p_2, μ и назначенных d_m, l и R_{\max} с учетом G (или Q) из уравнений (16) и (17) определить требуемый функционал проницаемости

$$C_u = \frac{2l\mu G}{\pi d_m R_{\max}^3 \rho \Delta p}, \quad (18)$$

а затем из зависимостей $C_u(f_q)$ определить параметр f_q , обеспечивающий заданный уровень C_u^* , и следовательно, заданную величину утечки G .

Зависимости $C_u(f_q)$ представлены рис. 7, из которых следует наличие трех зон герметизации: а) начальной ($f_q \leq 0.05$), за счет внедрения наиболее высоких неровностей; б) стабильной ($0.05 \leq f_q \leq f_{qe}$), за счет уменьшения плотности зазоров; в) эффективной ($f_q > f_{qe}$), за счет слияния отдельных пятен контакта.

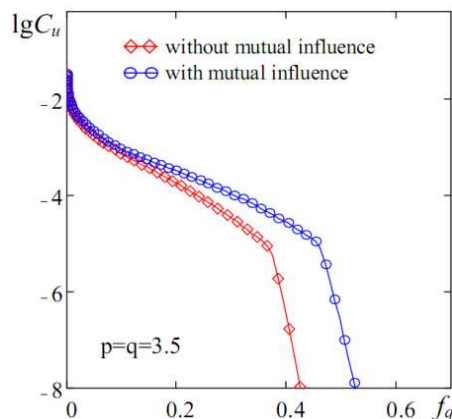


Рис. 7. Зависимости функционала проницаемости C_u от силового упругогеометрического параметра f_q

Значение f_{qe} характеризуется началом резкого уменьшения функционала проницаемости (рис. 7) из-за уменьшения вероятности проникновения среды (рис. 6). Для заданного уровня вероятности протекания среды, например $\nu_k = 0.0001$, значения $f_{qe} = 0.50..0.60$. С учетом выражения (10) это происходит при относительной площади контакта $\eta = 0.58..0.63$, для $p=q=3.5$ имеем $\eta = 0.60$. Данный результат хорошо согласуется с данными [18, 19], полученными с использованием теории перколяции (проникновения), которые определяют значение относительной фактической площади контакта, при которой образуется непрерывный замкнутый кластер, т.е. обеспечивается перекрытие всех микроканалов в стыке.

Заключение.

1. Основными контактными характеристиками, определяющими герметизирующую способность соединений, являются относительная площадь контакта, плотность зазоров в стыке и степень слияния отдельных пятен контакта.

2. Плотность зазоров в стыке определена с учетом взаимного влияния неровностей, значения которой дают запас по герметичности в сравнении с значениями, полученными без учета взаимного влияния.

3. Вероятность протекания среды определяется степенью слияния отдельных пятен контакта и шириной зоны уплотнения. Слияние пятен контакта происходит при $\eta_i > \eta_i^*$ для двух смежных неровностей.

4. Гарантированная герметичность зависит от распределения неровностей по высоте шероховатого слоя и обеспечивается при относительной площади контакта в стыке $\eta = 0.58...0.63$. Этот результат хорошо согласуется с данными, полученными при использовании теории перколяции.

Литература:

1. Огар П.М., Горохов Д.Б., Кожевников А.С. Контактные задачи в герметологии неподвижных соединений. Братск: Изд-во БрГУ, 2017. 242 с.
2. Огар П.М., Тарасов В.А. Проектирование затворов специальной трубопроводной арматуры. Братск: Изд-во БрГУ, 2014. 191 с.
3. Ogar P., Belokobylsky S., Gorokhov D. Contact mechanics of rough surfaces in hermetic sealing study. Chapter in: Contact and Fracture Mechanics, Pranav H. Darji, ed. 2018.
4. Уплотнения и уплотнительная техника: справочник / Под ред. А.И. Голубева и Л.А. Кондакова. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1994. 448 с.
5. Огар П.М., Шеремета Р.Н., Лханаг Д. Герметичность металлополимерных стыков шероховатых поверхностей. Братск: Изд-во БрГУ, 2006. 159 с.
6. Гольдаде В.А., Неверов А.С., Пинчук Л.С. Низкомолекулярные композиционные материалы на основе термопластов. Минск: Наука и техника, 1984. 231 с.
7. Greenwood J.A., Williamson J.B.R. Contact of nominally flat surfaces // Proc. Roy.Soc. 1966. V. A295. P.301-313.
8. Демкин Н.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей. М.: Наука, 1970. 227 с.
9. Горячева И. Г., Добычин Н.М. Контактные задачи в трибологии. М.: Машиностроение, 1988. 256 с.
10. Горячева И. Г. Механика фрикционного контакта. М.: Наука, 2001. 478 с.
11. Макушкин А.П. Полимеры в узлах трения и уплотнениях при низких температурах. М.: Машиностроение, 1993. 288 с.
12. Hyun S., Robbins M.O. Elastic contact between rough surfaces: Effect of roughness at large and small wavelengths // Tribology Int.. 2007. vol. 40. pp. 1413-1422.
13. Yeo C.-D., Katta R.R., Lee J., Polycarpou A.A. Effect of asperity interactions on rough surface elastic contact behavior: Hard film on soft substrate // Tribology Int.. 2010. vol. 43. pp. 1438-1448.
14. Xu Y., Jackson R.L., Marghitu D.B. Statistical model of nearly complete elastic rough surface contact // Int. J. Solids & Structures. 2014. vol. 51, pp. 1075-1088..
15. Yastrebov V. A., Anciaux G., Molinari J.-F. From infinitesimal to full contact between rough surfaces: Evolution of the contact area // Int. J. Solids & Structures. 2015. vol. 52. pp. 83-102..
16. Xu Y., Jackson R.L. Statistical models of nearly complete elastic rough surface contact-comparison with numerical solutions // Tribology Int. 2017. vol. 105. pp. 274-291.
17. Ogar P.M., Gorokhov D.B., Kozhevnikov A.S. The density of gaps in the seal joint in elastic contact of microasperities / in Proc. 2nd International Conference on Modelling, Identification and Control (MIC 2015). Paris, pp. 177-180.
18. Тихомиров В.П., Горленко О.А. Критерий герметичности плоских сопряжений // Трение и износ. 1989. Т. 10. № 2. С. 214-218.
19. Тихомиров В.П., Порошин В.В., Горленко О.А., Измеров М.А. Герметичность разъемных неподвижных соединений. М: МГИУ, 2014. 276 с.

Influence of contact characteristics on the functional permeability of the sealing joint

P.M. Ogar^a, D.B. Gorokhov^b, V.S. Fedorov^c, A.S. Kozhevnikov^d,

Bratsk State University, Makarenko st. 40, Bratsk, Russia

^aogar@brstu.ru, ^bdenis_gorohov@mail.ru, ^cfedorov.v.s@yandex.ru, ^dkozhevnikovart@inbox.ru

Key words: spherical indentation, elastoplastic contact, Mayer law, Hollomon power law, hardening exponent.

The issues of ensuring of guaranteed, with a given probability of the flow of the medium, the tightness of metal-polymeric sealing joints of the hydraulic systems of apparatuses and units are considered. Taking into account the mutual influence of the microasperities of the rough surface, the dependences of the relative contact area, the gap density in the joint and the probability of the medium flowing from the dimensionless force elastic geometric parameter f_q are determined. These contact characteristics determine the functional of the permeability C_u which characterizes the sealing capacity of the sealing joint. Their role in various periods of loading of a sealing joint by a dimensionless load is shown. From the dependence of the functional of the permittivity C_u on the dimensionless force elastic geometric parameter f_q , it is possible to distinguish three zones of sealing: initial, due to the indentation of the highest asperities; stable, by reducing the gap density; effective, due to the fusion of individual contact spots. It is shown that due to the fusion of single contact spots at $f_q > f_{qe}$, the probability of the medium flowing sharply decreases. For the probability value $\nu_k = 0.0001$, the values $f_{qe} = 0.50 \dots 0.60$ which corresponds to the relative contact area $\eta = 0.58 \dots 0.63$. This result agrees well with the value of the relative actual contact area obtained using percolation theory, in which a continuous closed cluster is formed, i.e. overlapping of all microchannels in the joint is ensured.

УДК 539.3

Исследование процесса поверхностного плазменного азотирования пробивных пуансонов

Веремейчик А.И., Сазонов М.И., Хвисевич В.М.

Брестский государственный технический университет, ул. Московская, 267, 224017, Брест, Беларусь

vai_mrtn@tut.by

Ключевые слова: пуансон, температурное поле, напряжение, деформация, упрочнение, плазмотрон, азотирование.

В статье рассматривается моделирование процесса поверхностного плазменного азотирования торцевой рабочей поверхности партии цилиндрических пуансонов для пробивки отверстий в листовом металле. По результатам исследования температурных полей и напряженно-деформированного состояния (НДС) пуансонов определены оптимальные режимы процесса термообработки, позволившие обеспечить высокую поверхностную прочность с сохранением структуры его внутренней части и значительно повысить стойкость пробивного инструмента.

Введение. Для повышения эксплуатационных свойств инструмента, оснастки, других деталей широкое применение получили технологические процессы упрочнения, основанные

на использовании локальных высококонцентрированных источников нагрева [1-5]. Широкое применение лазерной, электронно-лучевой, вакуумной техники для осуществления процессов поверхностного упрочнения сдерживается дороговизной оборудования. В этой связи оправданным оказывается использование плазменных источников нагрева. Требуемое качество деталей может достигаться путем изменения физико-механических свойств поверхностного слоя при воздействии на материал высокотемпературного, концентрированного источника тепла. В результате уменьшается применение дорогостоящих материалов, на порядок увеличивается износостойкость и долговечность изнашиваемых деталей. Особенностью таких технологических процессов упрочнения является отсутствие коробления деталей. Воздействие потока энергии на упрочняемые участки можно осуществлять как перемещением локального источника тепла, так и самой обрабатываемой детали, а это дает возможность автоматизировать технологические процессы упрочнения.

Одной из важнейших физических характеристик при воздействии высокотемпературных источников нагрева является температурное поле. Зная его, можно управлять самим процессом упрочнения. В литературе известны различные теоретические и экспериментальные способы определения температур и термонапряжений в любой точке поверхностного слоя [1, 2]. Однако универсальный метод решения такого рода задач пока не предложен ввиду сложности математических выражений, описывающих процессы распространения тепла. В связи с этим для определения температурных полей и термонапряжений при плазменной термообработке применяются численные методы, разрабатываются новые механико-математические модели, алгоритмы и компьютерные программы. Зная, например, температуру в любой точке тела, можно прогнозировать оптимальные режимы процессов термообработки.

1. Методика экспериментальных исследований. В производственных условиях при использовании установок для пробивки отверстий в крепежных деталях различного назначения толщиной до 4 мм, изготовленных из конструкционных сталей, часто применяют цилиндрические пуансоны (рис. 1). В рассматриваемом случае они изготавливались из инструментальной штамповой стали X12M (ГОСТ 5950–73). Высокохромистая сталь X12M обладает высокой износостойкостью и глубокой прокаливаемостью, поэтому ее широко применяют для изготовления инструментов сложной формы: матриц и пуансонов вырубных штампов, накатных роликов, пуансонов и матриц холодного выдавливания и др. Эта сталь по некоторым параметрам близка к быстрорежущим: по структуре после отжига относится к ледебуритному классу, после нормализации к мартенситному. Ее высокая износостойкость обуславливается большим количеством карбидов $(CrFe)_7C_3$. При нагреве выше температур перлитного превращения (800 °С) вторичные карбиды растворяются и аустенит насыщается хромом. После термообработки поверхностного слоя карбиды сохраняются в структуре закаленной стали [6]. Структура и свойства высокохромистой стали в сильной степени зависят от температуры нагрева, т.к. с ее повышением увеличивается растворимость карбидов, концентрация углерода и хрома в аустените [2]. В связи с этим выбор оптимальной температуры упрочнения стали X12M существенно влияет на свойства стали после окончательной термической обработки.

На практике после изготовления пробивные пуансоны, как правило, упрочняются с помощью объемной термической закалки. Интервал закалочных температур составлял 850–1140 °С, при последующем замедленном охлаждении. После закалки проводился отжиг (нагрев на 850–870 °С, охлаждение со скоростью 40 °С/ч до 710 °С, выдержка 3–4 ч, охлаждение со скоростью 50 °С/ч до 550 °С, далее на воздухе). Исследованы микроструктура и механические свойства стали после объемной закалки (рис. 1). Твердость образцов составляла 55-58 HRC.

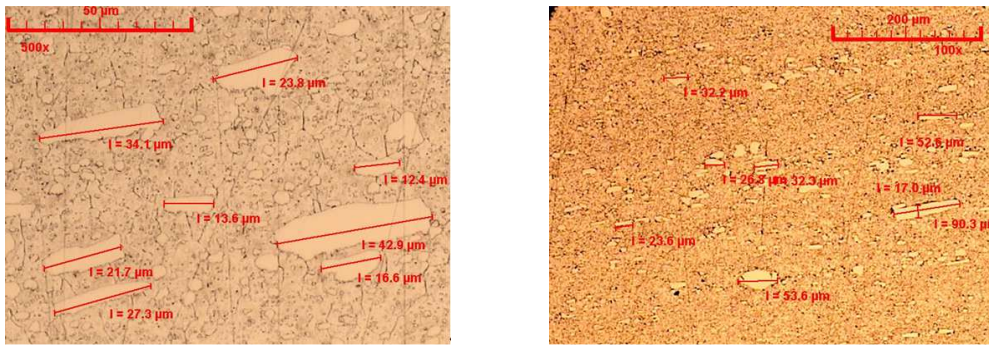


Рис. 1. Микроструктура стали X12M после объемной закалки ($\times 100$), ($\times 500$)

Анализируя микроструктуру материала, можно наблюдать повышенную карбидную неоднородность, предельно допустимая норма которой для минимального размера пуансона $\varnothing 4,16$ мм не должна превышать 4 баллов. Балл 4 (при увеличении $\times 100$) соответствует резко выраженной полосчатости, грубым строчкам карбидов, (при увеличении $\times 500$) размер зерен цементита должен составлять менее 1–10 мкм. Анализ этих данных показал, что объемная закалка не обеспечивает требуемых характеристик согласно ГОСТам. Срок службы пуансонов не превышает 2000 – 2500 пробивок.

Во время эксплуатации пуансоны подвергались интенсивному механическому изнашиванию вследствие воздействия динамических ударных нагрузок, и их ресурс составляет около трех тысяч пробивок. Визуальные обследования отработанных пуансонов показали, что происходит не только интенсивный износ их режущих частей, но и искривление оси вследствие внецентренного нагружения, а также по причине потери устойчивости (рис. 2).

Такой характер разрушения деталей, упрочненных объемной закалкой, обусловлен возникновением в металле значительных напряжений и охрупчивания стали вследствие неоднородной закалки. Хрупкое разрушение может быть не только следствием ударного нагружения, воздействия опасных концентраторов напряжений, но и результатом возрастания удельных нагрузок от смятия или затупления (износа) рабочих частей.



Рис.2. Характер износа упрочненных объемной закалкой пробивных пуансонов

Для увеличения эксплуатационных свойств пуансонов применено дополнительное поверхностное плазменное азотирование (ППА) их рабочей зоны с целью довести твердость его рабочей поверхности до 70 HRC [4]. При этом необходимо оценить влияние параметров плазменной дуги на свойства приповерхностного слоя для их оптимизации, определить влияние параметров процесса ППА на физико-механические свойства материала и износостойкость поверхностного слоя, изучить теплофизические процессы, происходящие в упрочняемых деталях при воздействии плазменной дуги, исследовать микрогеометрию поверхностного слоя в зависимости от режимов процесса термообработки.

В процессе ППА рабочей зоны цилиндрических пуансонов применялся плазмотрон с высокой удельной мощностью, в котором использовалось обжимающее сопло с диаметром отверстия 1,2 мм. Струя плазмы шириной около 3 мм направлялась на торцы пуансонов, которые в обойме были обжаты двумя пластинами из меди М0 высотой 6 мм и толщиной 4 мм каждая для их интенсивного охлаждения, и собраны в обойму. Расстояние между соседними

пуансонами составляло 15 мм (рис. 3). При равномерном движении плазмотрона производится азотирование их торцов [6].

Сначала плазмотрон перемещается относительно пуансонов вдоль их торцевых поверхностей. Затем с помощью специального устройства пуансоны поворачивались на 90° , и процесс повторялся. Таким образом достигалось упрочнение торца и режущей кромки пуансона. Процесс ППА производился при токах дуги до 30 А. Скорость перемещения плазмотрона варьировалась от 5 до 25 мм/с. В результате проведенных экспериментов и статистической обработки их результатов были определены оптимальные параметры процесса ППА: скорость перемещения плазмотрона $v=10-13$ мм/с, ток дуги $I=27$ А, расход защитного газа азота $Q=2-2,5$ л/мин. Эти параметры зависят от расстояния плазмотрона до поверхности торцов пуансонов.

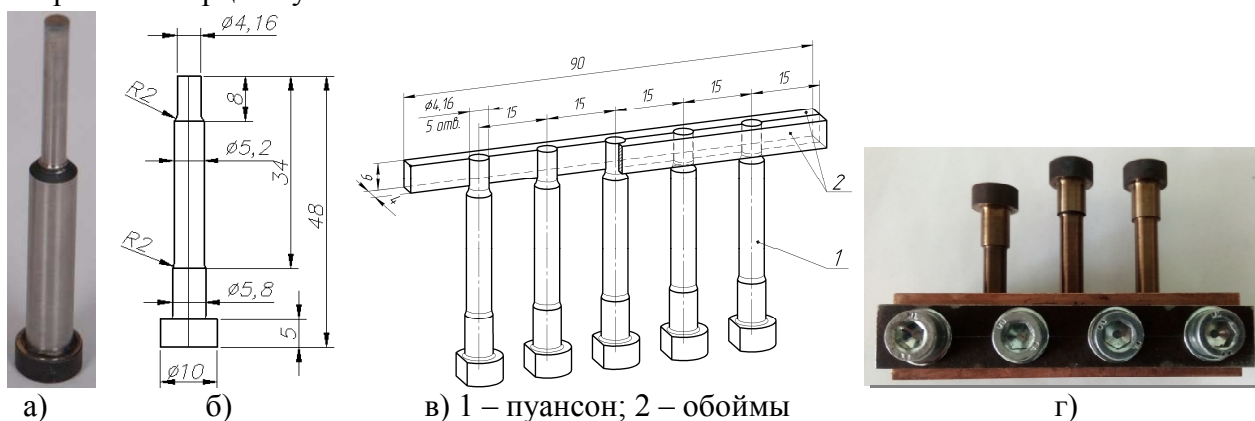


Рис. 3. Пуансон (а, б), схема приспособления для интенсивного теплоотвода (в) и его внешний вид (г)

2. Результаты теоретических исследований и их обсуждение. С применением конечно-элементного комплекса ANSYS [7] проведен теоретический расчет температурных полей и НДС при поверхностном плазменном азотировании. Из [8] известно, что основой температурного анализа в пакете ANSYS является уравнение теплового баланса, которое получается из закона сохранения энергии. Конечно-элементное решение заключается в определении значений узловых температур и напряжений, на основе которых вычисляются остальные необходимые величины.

В ходе проведения вычислительного эксперимента разработана трехмерная конечно-элементная модель пуансона и приспособления для теплоотвода (рис. 4).

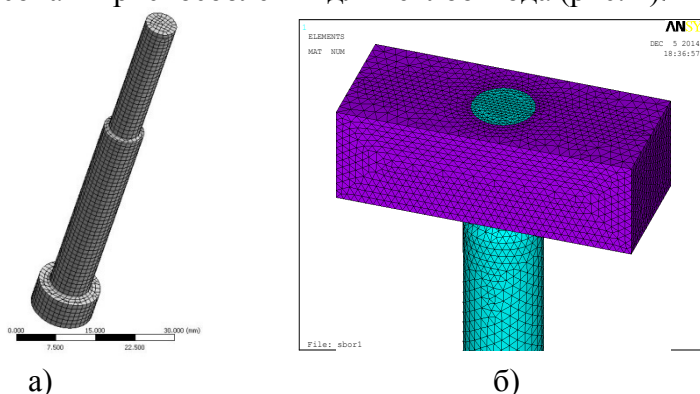


Рис. 4. Конечно-элементная модель пуансона (а) и части приспособления для интенсивного теплоотвода рабочей зоны (б)

При решении задачи теплопроводности использовался предназначенный для анализа переходных процессов восьмиузловой термический конечный элемент SOLID70 (Brick 8node), который имеет одну степень свободы (температура в каждом узле), при исследовании НДС – восьмиузловой конечный элемент SOLID185 (Brick 8node) [8]. В соответствии со

скоростью движения плазменной струи к узлам дискретной модели системы пуансон-обойма пошагово последовательно прикладывалась температурная нагрузка в виде конвекции с учетом того, что температура плазменной струи в центре составляет порядка 6000 °С. Выбор режимов нагружения проводился согласно [1–3]. Во избежание оплавления максимальная температура поверхности торца пуансона при таком способе упрочнения должна быть на 3–7 % меньше температуры плавления стали. Конвекция задавалась и на всех ненагруженных поверхностях модели. Так как тепловой поток распределяется по диаметру пятна нагрева по закону, близкому к кривой вероятности Гаусса [2], то на торцевой поверхности, по которой движется плазменная струя, коэффициент конвекции задавался переменным по ширине пятна нагрева, также соответствующим нормальному распределению. Его значение выбиралось с учетом того, чтобы максимальная температура в зоне контакта пятна нагрева с закаливаемой поверхностью не превышала 1350 °С. На рис. 5 приведено распределение температуры на нагреваемой поверхности пуансона при расположении центра пятна нагрева на оси его симметрии.

Удельная теплоемкость стали принималась зависящей от температуры: при температурах 0–1300 °С она находилась в интервале $c_{ст} = 400–600 \frac{Дж}{кг \cdot К}$. Для меди ввиду невысоких температур удельная теплоемкость принималась постоянной [9, 10]. Равномерное движение плазматрона проводилось с различными скоростями. Время движения рассчитывалось в зависимости от скорости движения плазматрона с учетом диаметра торцевой части пуансона. Используемые в расчетах характеристики материалов пуансона и обойм приведены в таблице 1.

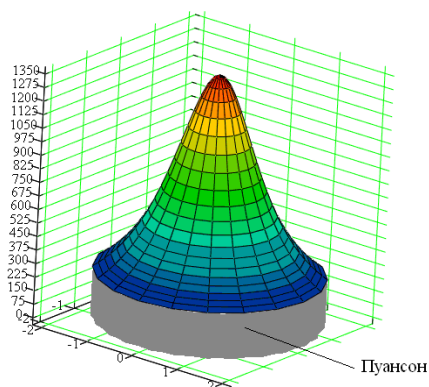


Рис. 5. Распределение температуры по нагреваемому торцу пуансона

Таблица 1

Некоторые характеристики материала пробивного пуансона и обойм

Материал	Модуль упругости E, Па	Коэффициент Пуассона ν	Коэффициент теплопроводности $\lambda, \frac{Вт}{К \cdot м}$	Удельная теплоемкость $c, \frac{Дж}{кг \cdot К}$
Сталь X12M	$2 \cdot 10^{11}$	0,28	50	400–600
Медь М0	$1,28 \cdot 10^{11}$	0,35	387	385

Некоторые характеристики процесса плазменного азотирования и расчетной модели приведены в таблице 2.

Основные характеристики процесса температурного нагрева и расчетной модели

Скорость движения плазматрона V, мм/с	Время движения t, с	Коэффициент конвекции в центре пятна нагрева, $\frac{Bm}{K \cdot m^2}$	Коэффициент конвекции на боковой поверхности, $\frac{Bm}{K \cdot m^2}$	Начальная температура T ₀ , °C	Температура в центре пятна нагрева на рабочем торце пуансона, °C
10	0,716	7000	20	20	1315
12	0,6	7300			1346
15	0,48	7700			1372

После каждого шага нагружения проводился расчет температурных полей, результаты которого записывались в LS-файлы. Затем выполнялось совместное решение по определенному количеству LS-файлов, соответствующее 20 шагам нагружения. В результате расчетов определены поля температур, суммарных напряжений и перемещений для различных скоростей движения пятна нагрева в различные моменты времени. На рис. 6 представлено типичное распределение температурных полей на рабочей зоне пуансона и в медных обоймах в различные моменты времени для скорости движения пятна нагрева v=12 мм/с.

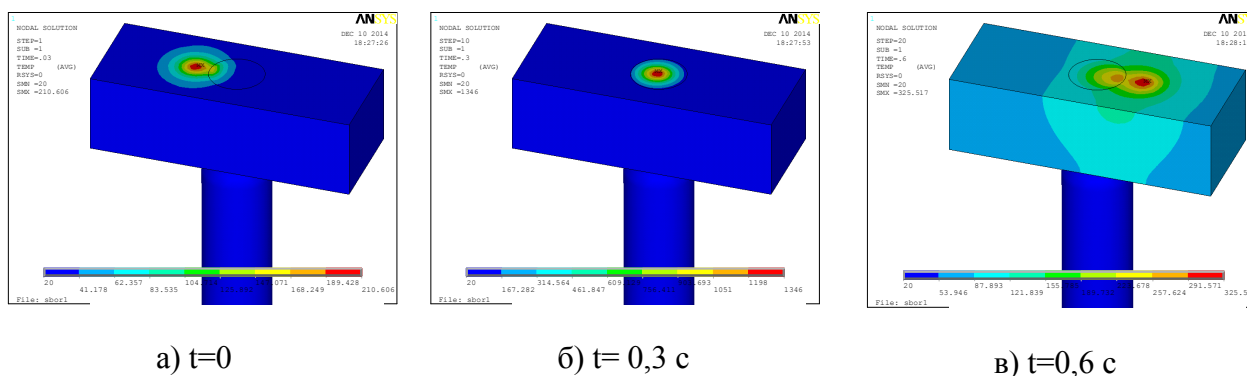


Рис. 6. Типичное распределение температурных полей в системе пуансон-обойма для различных моментов времени при v=12 мм/с

Анализ полученных результатов показывает, что благодаря высокому коэффициенту теплопроводности меди после прохождения центром пятна нагрева внешнего контура пуансона для исследованных скоростей движения температура на торце рабочей зоны не превышает 350 °C. Согласно [11], температура тела уменьшается экспоненциально по мере охлаждения, приближаясь к температуре окружающей среды и удовлетворяя экспоненциальной зависимости, следующей из закона охлаждения Ньютона. Скорость охлаждения зависит от коэффициента теплопроводности: чем он больше, тем выше скорость охлаждения. Так как коэффициент теплопроводности меди значительно выше, чем стали, то происходит быстрый теплоотвод в медные обоймы. Вследствие этого обеспечивается одновременность мартенситного превращения по всему контуру охлаждаемой детали, что значительно уменьшает вероятность появления «закалочных» трещин.

Проведено исследование напряженно-деформированного состояния пуансона при различных скоростях движения плазматрона, коэффициентах конвекции, токах дуги, расходах азота. При решении задачи термоупругости для построенной модели пуансон закреплялся по нижней торцевой и нижним боковым поверхностям. На рис. 7 приведены некоторые результаты решения задачи термоупругости по определению напряжений и перемещений в пуансоне при температурной нагрузке при токе дуги I=10 А и расходе защитного газа азота Q = 3,1 л/мин.

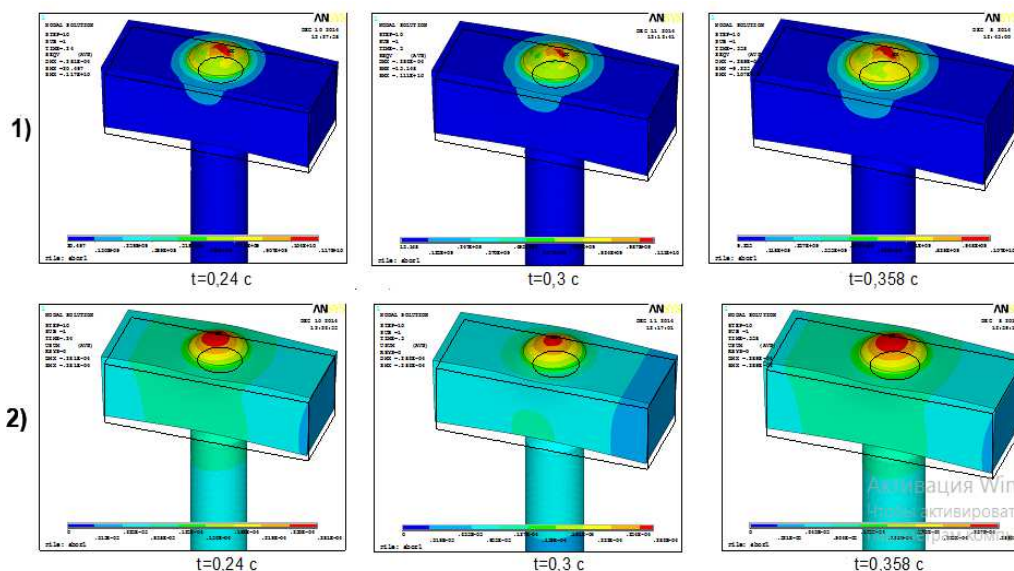


Рис. 7. Распределение эквивалентных напряжений (1) и суммарных перемещений (2) в системе пуансон-обойма в различные моменты времени при расходе защитного газа азота 3,1 л/мин и токе дуги 10 А

Проведено сравнение результатов расчета температурных полей, напряжений и деформаций при различных скоростях движения плазмотрона. Некоторые результаты этих исследований приведены в [12]. Оценено влияние теплофизических характеристик материала обойм на температурные поля, компоненты тензора напряжений и деформаций и вектора перемещения в упрочняемом пуансоне. Установлено, что увеличение числа интервалов разбиения времени незначительно влияет на точность получаемых результатов, при этом значительно увеличиваются затраты машинного времени на их обработку.

Выводы. С помощью конечно-элементного вычислительного комплекса ANSYS построена модель процесса поверхностного плазменного азотирования рабочей зоны (торцевой поверхности и режущей кромки пробивного пуансона) движущимся высокотемпературным источником нагрева. По результатам экспериментов определены оптимальные режимы процесса плазменного поверхностного азотирования, позволившие значительно повысить срок эксплуатации пробивного инструмента. Достоинством предложенного способа поверхностного упрочнения является возможность азотирования партии инструмента, использование интенсивного теплоотвода в медные пластины, что позволяет упрочнять лишь поверхностный слой материала, не нарушая физико-механические свойства внутренней части.

Полученные результаты термостатического анализа могут быть непосредственно использованы для определения оптимальных режимов технологических процессов при поверхностной плазменной термообработке инструмента с помощью высококонцентрированных источников нагрева.

Литература:

1. Спиридонов Н.В., Кобяков О.С., Куприянов И.Л. Плазменные и лазерные методы упрочнения деталей машин. – Мн.: Высшая школа, 1988. – 155 с.
2. Кундас С.П. Компьютерное моделирование процессов термической обработки сталей: монография. – Мн.: Бестпринт, 2005. – 313 с.
3. Рыкалин Н.Н., Углов А.Л., Зуев И.В., Кокора А.Н. Лазерная и электронно-лучевая обработка материалов. Справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 496 с.
4. Веремейчик А.И., Сазонов М.И., Хвисевич В.М. Плазменные технологии как одни из основных технологий повышения эксплуатационных свойств металлоизделий // Механика. Научные исследования и учебно-методические разработки: междунар. сб. науч. тр. / Бел. гос. ун-т транспорта. – Гомель, 2008. – Вып. 2. – С. 6–12.

5. Веремейчик А.И., Сазонов М.И., Хвисевич В.М., Якушевич С. Особенности поверхностного плазменного упрочнения // Mater. VII Międzynar. nauk.-prakt. konf. «Perspektywiczne opracowania są nauka i technikami–2011». – V. 56. – Przemysł: Nauka i studia. – С.102–106.

6. *Материаловедение: Учебник для высших технических учебных заведений.* Б.Н. Арзамасов, И.И. Сидорин, Г.Ф. Косолапов и др.; под общ. ред. Б.Н. Арзамасова. - 2-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 384 с.

7. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс-2005. – 640 с.

8. Чигарев А.В. Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. ANSYS для инженеров. – М.: Машиностроение, 2004. – 510 с.

9. Таблицы физических величин. Справочник / Под ред. И.К. Кикоина. – М.: Атомиздат, 1976. – 1008 с.

10. http://thermalinfo.ru/publ/tverdye_veshhestva/metally_i_splavy/.

11. <http://www.math24.ru/newtons-law-of-cooling.html>.

12. Хвисевич В.М., Веремейчик А.И., Гарбачевский В.В. Напряженно-деформированное состояние пробивного пуансона при поверхностной плазменной закалке рабочей зоны и интенсивном теплоотводе // Вестник Брест. гос. техн. ун-та. – 2014. – № 4. – С. 53–58.

Finite element modeling of surface plasma nitriding of the punch batch

Veremeichik, A.I., Sazonov M.I., Hwisevich V.M.

Brest State Technical University, Moskovskaya st., 267, 224017, Brest, Belarus
vai_mrtm@tut.by

Keywords: punch, temperature field, stress, deformation, hardening, plasmatron, nitriding.

The article deals with the modeling of surface plasma nitriding of the end working surface of a batch of cylindrical punches for cutting holes in sheet metal. Based on the results of the study of temperature fields and stress-strain state (SSS) of punches, the optimal modes of the heat treatment process were determined, providing high surface strength while preserving the structure of its inner part and allowing significantly increasing the resistance of the punching tool.

УДК 620.178.4/.6

Анализ предела прочности материала при двухосном растяжении с использованием программного комплекса MSC Marc

Е.В. Зеньков

Иркутский государственный университет путей сообщения, ул. Чернышевского 15, Иркутск, Россия
jovanny1@yandex.ru

Ключевые слова: предел прочности, жесткость напряженного состояния, призматический образец, метод конечных элементов

В статье подчеркивается важность учета жесткости напряженно-деформированного состояния (НДС) при оценке статической прочности деталей и элементов высоконагруженных конструкций. Дается описание универсальной характеристики НДС, позволяющей оценивать жесткость НДС в зоне конструкции. Рассматривается оценка жесткости НДС в зоне разрушения экспериментальной модели

штуцерного узла со сферическим корпусом при его квазистатическом нагружении внутренним давлением. Описывается расчетно-экспериментальная методика оценки предельного состояния рессорно-пружинной стали 50ХФА в условиях двухосного растяжения на основе применения призматических образцов для оценки прочности материала при двухосном напряженном состоянии. Приведены результаты численного анализа упругопластического деформирования призматических образцов, выполненные в программном комплексе MSC Marc. Полученные результаты показывают существенное влияние жёсткости НДС на предельные характеристики материала исследуемой стали в сравнении с её пределом прочности.

Традиционный подход в оценке прочности деформируемых конструкций построен на основе анализа результатов испытаний образцов стержневой цилиндрической формы в условиях одноосного растяжения, с дальнейшим использованием классических критериев прочности. Однако, как показывает практика изучения прочности деталей, таких как штуцерные узлы емкостной аппаратуры высокого давления, диски турбин и компрессоров, несущих элементов железнодорожного и автомобильного транспорта и других, в зонах концентрации напряжений в них классические критерии могут приводить к существенному несовпадению расчетного и реального их разрушения [1]. На рис. 1 приведено распределение интенсивности деформаций штуцерного узла сосуда высокого давления в момент разрушения.

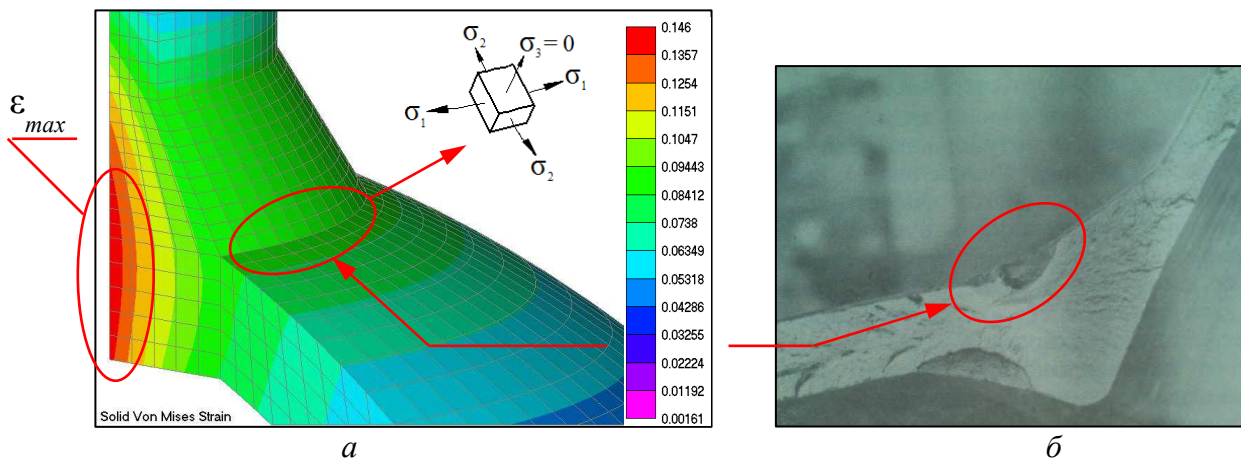


Рис. 1. Особенности разрушения штуцерного узла сосуда давления: *а* – распределение деформаций в момент разрушения, *б* – вид поверхности излома стенки

Из рис. 1 видно, что максимальное значение интенсивности деформаций имеет место на внутренней поверхности штуцера, при этом начало разрушения происходит по внешней поверхности. Одной из причин несовпадения расчетного и реального условий разрушения штуцера является разность жесткостей (вида) напряженно-деформированного состояния (НДС) материала в указанных зонах, вызванная геометрическими особенностями конструкции (концентраторами напряжений) [2]. Для оценки жесткости НДС в работе рассматривается универсальная характеристика – Π , определяемая соотношением

$$\Pi = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{\sigma_i}, \quad (1)$$

где σ_i – интенсивность напряжений, определяемая формулой:

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}. \quad (2)$$

$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – главные напряжения – характеристики НДС деформируемого элемента в очаге его возможного разрушения. При одноосном растяжении характеристика Π равна 1, при одноосном сжатии $\Pi = -1$, при двухосном растяжении $\Pi = 2$.

Анализируя особенности разрушения штуцерного узла сосуда давления (рис. 1),

можно констатировать, что на внутренней поверхности имеется одноосное растяжение в окружном направлении и одноосное сжатие в радиальном. Величина Π в указанной зоне характеризуется объемным состоянием и равна $\Pi = 0,6$. На внешней поверхности штуцера (в зоне разрушения) уровень напряжений, в целом меньше, значение величины жесткости НДС $\Pi = 1,85$, что соответствует двухосному растяжению. Таким образом, в местах с двухосным растяжением имеет место понижение предела прочности материала. Для оценки прочности детали, в этом случае, используются более сложные критерии, например, Писаренко-Лебедева, Ягна-Бужинского, Друккера-Прагера, Боткина-Миролюбова, Баландина, Волкова и др.[3, 4].

Оценка предела прочности материала в случае двухосного растяжения осуществляется на основе более сложной расчетно-экспериментальной методики, предполагающей получение, как предельного напряженно-деформированного состояния, так и прочностных констант исследуемого материала, получаемых из эксперимента. Препятствием, сдерживающим применение такой методики, является трудоемкость и сложность в получении величин компонент главных напряжений в момент разрушения и прочностных констант материала. Разнотипные машины и образцы не позволяют эффективно осуществлять приближение к истинному пределу прочности, поскольку рассматривается не всегда чисто двухосное растяжение. Применение двухосных разрывных машин чрезвычайно дорогостоящая и не всегда эффективная процедура, зависящая, так или иначе, от создания специального образца из исследуемого материала, предназначенного для испытаний на двухосное растяжение.

В представленной работе предлагается подход с дополнительным использованием компьютерных технологий инженерного анализа, который построен на основе конечно-элементного (КЭ) решения контактной задачи механики твердого деформируемого тела. В результате работы, на основе расчетных данных, был получен образец определенной формы, позволяющий получать двухосное, предельное по главным напряжениям растяжения, состояние, с испытанием его в условиях обычного сжимающего пресса. Такой образец позволяет, за счет изменения его геометрических параметров, моделировать двухосное НДС с любым соотношением главных напряжений, соответствующим месте концентрации напряжений в детали, что позволяет уточнить в этом месте предел прочности. КЭ модель образца построена в программном комплексе MSC Patran. Решение контактной задачи механики упругопластического поведения твердого деформируемого тела проводилось в программном комплексе MSC Marc. Построение и анализ КЭ модели предназначены для получения характеристик НДС призматических образцов в момент разрушения их материала.

Рассмотрим разрушение призматического образца, изготовленного из стали 50ХФА с пределом прочности 1270 МПа. Испытание призматических образцов до разрушения и определение разрушающей нагрузки осуществлялось на электромеханической испытательной машине Instron 5989. Для исследований была выбрана серия образцов, у которых характеристика жесткости НДС в рабочей зоне определялась $\Pi = 1,8$. Возможность такого выбора обеспечивается ранее выполненными расчетными вариантами исследованиями. Усреднённая диаграмма усилий для пяти разрушенных образцов представлена на рис. 2. Квазистатическое нагружение осуществлялось со скоростью перемещения толкателя 2 мм/мин.

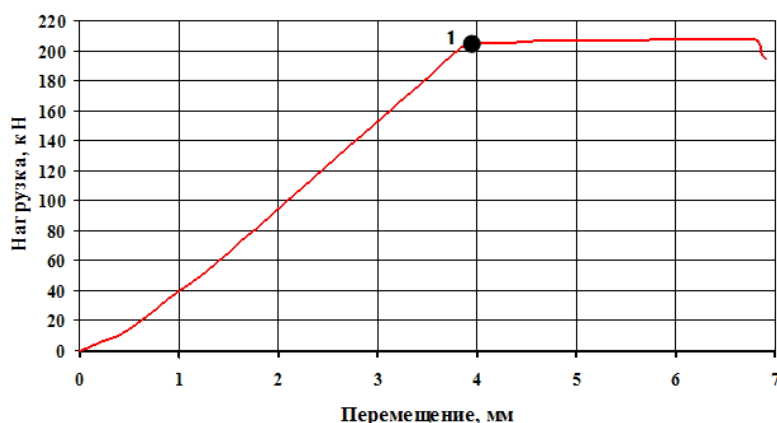


Рис. 2. Диаграмма изменения усилия испытательной машины в процессе нагружения призматического образца в зависимости от смещения толкателя

Диаграмма на рис. 2 показывает, что до появления трещины (точка 1) испытываемый образец сопротивляется нагрузке, затем, при появлении трещины в рабочей зоне (момент разрушения), толкатель перемещается с некоторой постоянной силой, приводящей к росту размера трещины. В момент разрушения фиксировалось усилие разрушения призматического образца $F_{\text{разр}}=205$ кН. Затем, согласно методике [4], эта нагрузка используется в анализе упругопластического поведения КЭ модели образцов. Результаты численного анализа упругопластического деформирования призматических образцов с жесткостью НДС в рабочей зоне $\Pi = 1,8$ в момент их разрушения (моменту возникновения трещины), выполненные в программном комплексе MSC Marc, показаны на рис. 3 (деформированное состояние показано в увеличенном масштабе). На рис. 3 представлено расчетное распределение интенсивности напряжений, на рис. 4 – расчетное распределение компоненты главных напряжений.

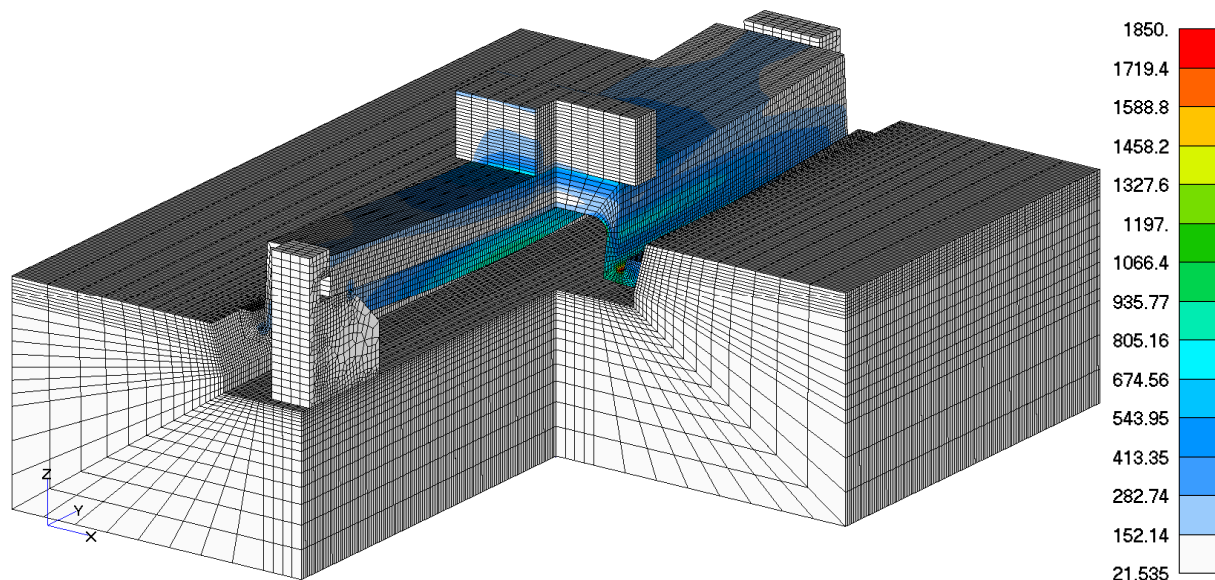


Рис. 3. Расчетное распределение интенсивности напряжений в момент разрушения призматического образца с $\Pi = 1,8$

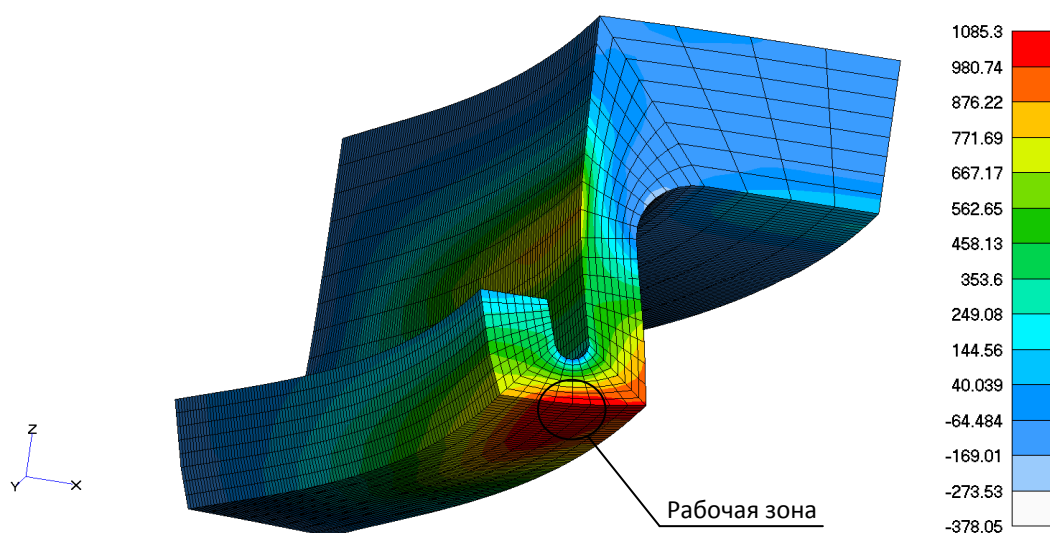


Рис. 4. Расчетное распределение первого главного напряжения в момент разрушения призматического образца с $\Pi = 1,8$ (вид четверти образца, высеченного из него двумя плоскостями симметрии)

По результатам численного анализа призматических образцов, представленных на рис. 3 и рис. 4 видно, что максимальная интенсивность напряжений в момент разрушения в рабочей зоне образцов с $\Pi = 1,8$ равна 917 МПа. При этом численное моделирование позволило установить, что в момент разрушения образца в его рабочей зоне максимальное значение первого главного напряжения равно 1050 МПа (на рис. 4 первая главная площадка перпендикулярна продольной оси образца). Осмотр разрушенных образцов показал, что в их рабочей зоне поверхность образцов имела видимую торообразную форму, что совпадает с картиной деформирования, выявленной с помощью численного моделирования (рис. 4).

Полученные экспериментальные результаты показывают, что влияние жёсткости НДС в очаге разрушения детали может быть значительным – для испытанных образцов с $\Pi = 1,8$ предельное значение интенсивности напряжений и величина первого главного напряжения, соответствующих моменту их разрушения, снижаются в среднем почти на четверть по сравнению с пределом прочности исследуемой стали $\sigma_s = 1270$ МПа, определенного в условиях одноосного растяжения ($\Pi = 1$). Центральным элементом практической значимости работы является упрощение возможности уточнения (оценки) предельного состояния по прочности деталей, имеющих в своей конструкции концентраторы напряжений.

Литература:

1. Цвик Л.Б., Щеглов Б.А., Федотова С.И. и др. Укрепление отверстий и статическая прочность осесимметричных штуцерных узлов // Проблемы машиностроения и надежности машин. 1993. – № 1. – С 58-65.
2. Зеньков Е.В. Исследование вида напряженно-деформированного состояния экспериментальной модели штуцерного узла сосуда давления методом конечных элементов / Механики XXI века, 2017. – № 16. – С. 234-239.
3. Зеньков Е.В., Цвик Л.Б., Пыхалов А.А. Методика расчета на прочность деталей машин с учетом вида напряженного состояния / Механики XXI века, 2015. – № 14. – С. 57-61.
4. Зеньков Е.В., Цвик Л.Б. Уточнение уравнений предельного состояния материала конструкций с учетом реального вида их деформирования // Системы. Методы. Технологии. 2017. – № 2. – С. 28-34.

Analysis of the ultimate strength of material under biaxial stretching using the MSC Marc software package

Zenkov E.V.

Irkutsk State University of Railway Transport, 15 Chernishevskogo st., Irkutsk, 6664074, Russian Federation
jovanny1@yandex.ru

Keywords: *tensile strength, stiffness of stressed state, prismatic sample, finite element method*

The article emphasizes the importance of taking into account the rigidity of the stress-strain state (SSS) when evaluating the static strength of parts and elements of highly loaded structures. The description of the universal characteristic of the SSS allowing to estimate the SSS rigidity in the construction zone is given. The estimation of the SSS rigidity in the zone of destruction of the experimental model of a choke unit with a spherical body under its quasi-static loading by internal pressure is considered. A calculation-experimental technique for estimating the limiting state of spring-steel 50HFA steel under conditions of biaxial stretching based on the use of prismatic samples for evaluating the strength of a material under a biaxial stress state is described. The results of a numerical analysis of elastoplastic deformation of prismatic samples performed in the MSC Marc software package are presented. The obtained results show a significant effect of the SSS rigidity on the ultimate characteristics of the material of the steel under study in comparison with its strength limit.

УДК 539.3

Моделирование элементов конструкции беспилотного летательного аппарата в программном комплексе SolidWorks

Бохоева Л.А.^{1,a}, Буторин А.А.^{1,b}, Баиров С.А.^{1,c}, Кондратьева А.Н.^{1,d},
Ипатов Д.Н.^{1,e}

¹Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления, ул. Ключевская 40в стр. 1, Улан-Удэ, Россия

^abohoeva@yandex.ru, ^bsanya.butorin.96@mail.ru, ^cbairov.sofron@gmail.com, ^dLakki-4118@mail.ru, ^eipatov.95@bk.ru

Ключевые слова: беспилотный летательный аппарат, SolidWorks, Solidworks Flow simulation, моделирование, аэродинамика, фюзеляж, 3D сканер, крыло, винглет, расчет.

Беспилотный летательный аппарат - летательный аппарат без экипажа на борту, обладает разной степенью автономности от управления дистанционно до полностью автоматических, а также может различаться по конструкции, назначению и множеству других параметров. В рамках данной работы сделано моделирование в системе SolidWorks элементов конструкции для беспилотного летательного аппарата по типу «X8 skywalker»: фюзеляж, крыло, винглет. Проведено исследование аэродинамических характеристик, которые могут быть использованы на малых скоростях полета. Численный расчет выполнен в программном комплексе SolidworksFlowsimulation.

Введение

Беспилотные летательные аппараты (БПЛА) зарекомендовали себя как надежное средство разведки, мониторинга и доставки грузов, как в военной, так и в гражданской авиации [1-3]. Целью работы является моделирование элементов конструкции для беспилотного летательного аппарата по типу «X8 skywalker»: фюзеляж, крыло, винглет и расчет аэродинамических характеристик.

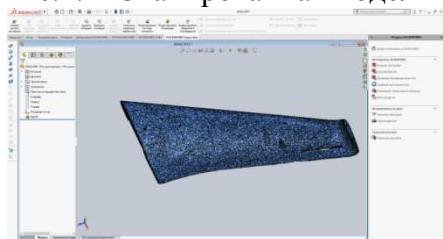
Фюзеляж - основная несущая конструкция «беспилотника», служащая для объединения в одно целое всех его частей, а также для размещения оборудования, батарей и полезной нагрузки. Винглеты — небольшие дополнительные элементы на концах плоскостей крыла «беспилотника» в виде крылышек или плоских шайб, которые служат для увеличения эффективного размаха крыла, снижая индуктивное сопротивление, создаваемое срывающимся с конца крыла вихрем и, как следствие, увеличивая подъемную силу на конце крыла. Также позволяют увеличить удлинение крыла, почти не изменяя при этом его размах. Винглеты увеличивают топливную экономичность, либо дальность полёта.

Моделирование

На рисунке 1 представлена модель беспилотного летательного аппарата, выполненная с помощью 3D сканера. Получены отдельные элементы конструкции в формате IGS 3D сканером (рис.2). Технические характеристики: размах крыла: 2122 мм; площадь крыла: 80 дм²; действительная полезная нагрузка: 700 г (сверх уже установленного оборудования); вес пустого самолета: 1335г.; правое крыло - 373 г.; левое крыло - 383 г.; фюзеляж - 501 г.



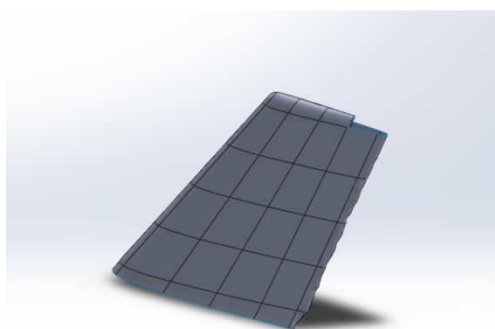
Рис.1. Сканированная модель беспилотника по типу «X8 skywalker»



а) крыло



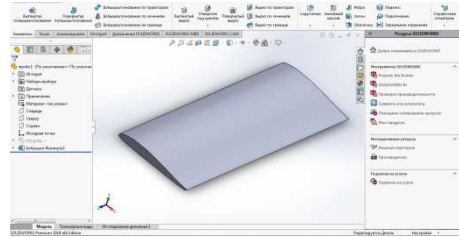
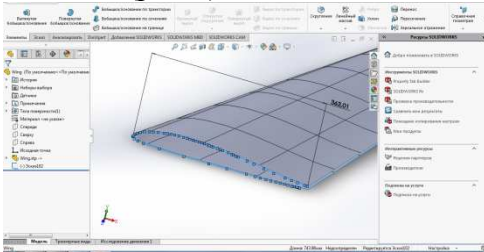
б) деталь фюзеляжа



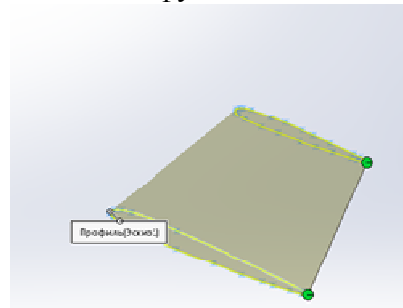
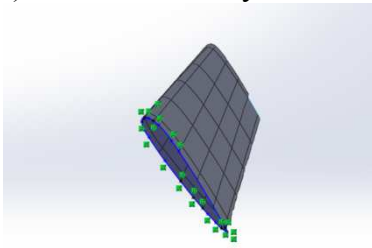
в) винглет

Рис. 2. Элементов конструкции для беспилотного летательного аппарата по типу «X8 skywalker»: а) крыло; б) деталь фюзеляжа; в) винглет.

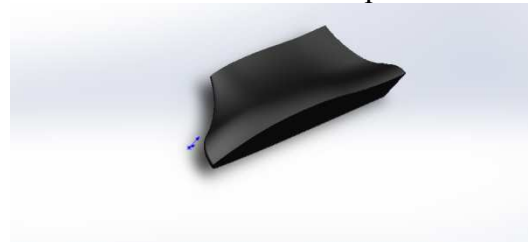
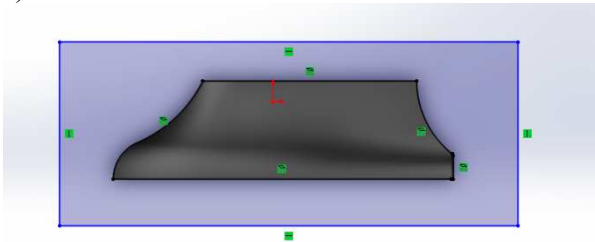
Программа SolidWorks предназначена для создания твердотельных моделей деталей и полуавтоматического выполнения их чертежей, которые содержат необходимые типы изображений. Она поддерживает проектирование деталей, изготовленных литьем или из листового материала, поверхностное моделирование [3-7]. Программный комплекс SolidWorks включает ряд приложений: CosmosWorks- прочностной расчет деталей методом конечных точек; CosmosMotion - расчет кинематики и динамики механизма. Моделируем элементы конструкции в программном комплексе SolidWorks: создаём вспомогательные плоскости, рисуем контур с помощью сплайнов на созданных плоскостях; создаём деталь по сечениям(рис.3).



а) создание замкнутого контура крыла при помощи сплайн функции



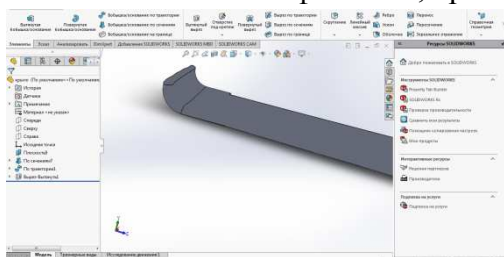
б) создание винглета по сечениям: бобышка/основание по сечениям –выбор эскиза



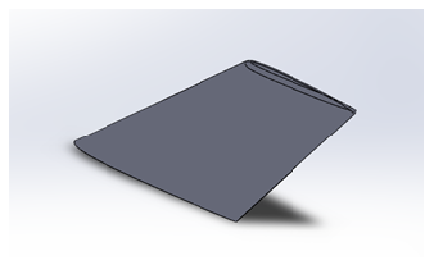
в) создание контура фюзеляжа на плоскости сверху: эскиз-плоскость сверху-сплайн функция-обвод по контуру; скругление передней и задней части фюзеляжа

Рис.3. Моделирование элементов конструкции

На рисунке 4 представлены готовые модели элементов конструкции для беспилотного летательного аппарата по типу «X8 skywalker», выполненные в программном комплексе SolidWorks : фюзеляж, крыло, винглет.



а) модель крыла



б) модель винглета



в) модель фюзеляжа

Рис. 4 Модели элементов конструкции для беспилотного летательного аппарата по типу «X8 skywalker», выполненные в программном комплексе SolidWorks: фюзеляж, крыло, винглет.

Расчет

Сделан расчет аэродинамических характеристик, определяющих режимы полёта, конфигурацию летательного аппарата и его ориентировку относительно выбранной системы координат. В программном комплексе SolidWorks: выбираем параметры- дополнения- FlowSimulation- мастер проекта [8]. Заданы параметры: скорость- 35 м/с, давление- 79501 Па, Температура- 275.15 К (рис.5.)

Параметр	Значение
Задание параметров Заданы пользователем	
Термодинамические параметры	
Параметры	Давление, температура
Давление	79501 Pa
Температура	275.15 K
Параметры скорости	
Параметр	Скорость
Определено через	3D вектор
Скорость в направлении X	35 m/s
Скорость в направлении Y	0 m/s
Скорость в направлении Z	0 m/s
Параметры турбулентности	

Рис.5. Задание параметров

На рисунке 6 представлен аэродинамический расчет фюзеляжа от заданных параметров.

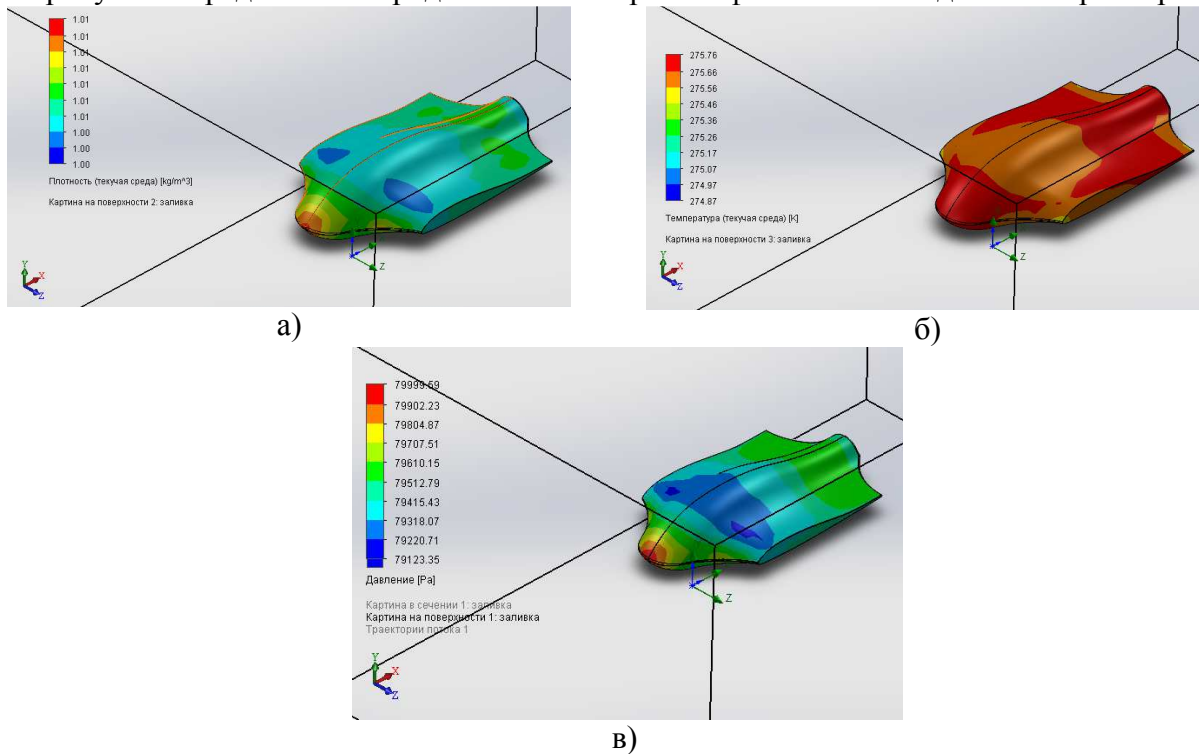


Рис.6. Максимальное и минимальное значение плотности (а), температуры (б), давления встречного воздуха (в) действующего на фюзеляж БПЛА.

На рисунке 7 представлен расчет фюзеляжа от скорости и траектории потока воздуха. На рисунке 8 представлен результат максимального и минимального давления встречного воздуха, действующего на крыло и винглет БПЛА. Результат скорости и траектории потока воздуха, действующих на крыло и винглет БПЛА представлен на рисунке 9.

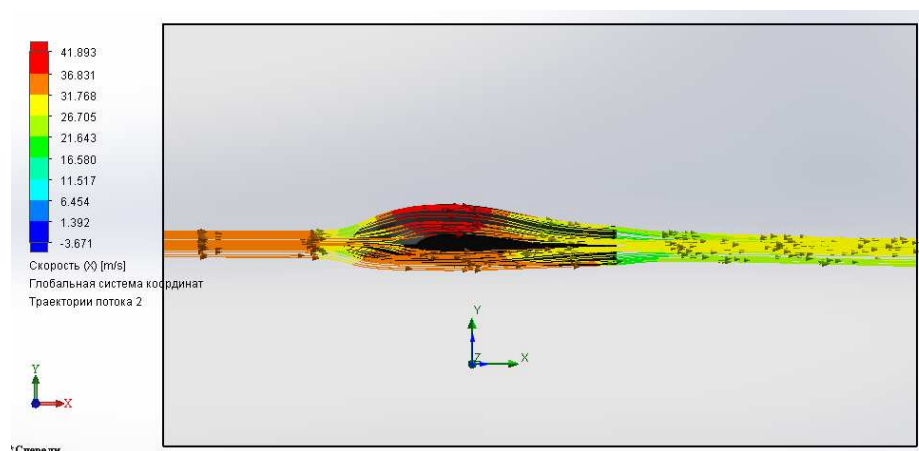


Рис. 7. Скорость и траектория потока воздуха

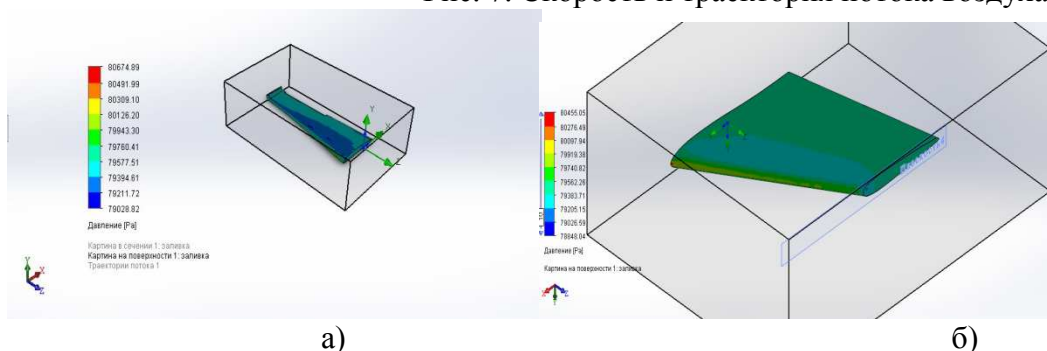


Рис.8 Максимальное и минимальное давления встречного воздуха действующего а) на крыло БПЛА, б)на винглет БПЛА

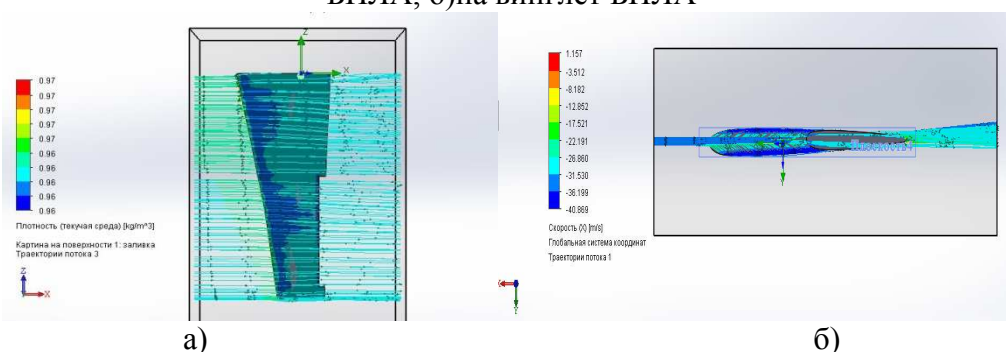


Рис. 9. Скорость и траектория потока воздуха, действующие а)на крыло БПЛА и б)на винглет БПЛА

Результаты расчета: максимальное давление возникает в носовой части – 79999,59 Па, как следствие повышается температура до 275,76 К. Максимальная скорость обтекания воздуха возникает в самой верхней части фюзеляжа равная 41,893 м/с.

Выводы. Представлена методика моделирования элементов конструкции для беспилотного летательного аппарата по типу «X8 skywalker»: фюзеляж, крыло, винглет. Сделан расчет аэродинамических характеристик. Модели являются практически точной копией без дефектов. Моделирование выполнено с помощью программного продукта Solidworks. При использовании данной программы можно сравнительно быстро и точно создавать модели и других малых летательных аппаратов.

Работа выполнена при поддержке госзадания Минобрнауки РФ, проект № 9.7667.2017/БЧ, проект № 9.11221.2018/11.12.

Литература:

1. Василин Н.Я. Беспилотные летательные аппараты - М.: Попурри, 2012. - 272 с.
2. В.П. Большаков .3D-моделирование в AutoCAD, КОМПАС-3D, SolidWorks, Inventor, T-Flex- Питер, 2011, - с. 92-98.
3. Бохоева Л.А., Баиров С.А., Арапова И.А., Кондратьева А.Н. Расчет и оценка прочности композиционного фланца// Механики XXI века. 2017. № 16. С. 208-211.
4. Бохоева Л.А., Курохтин В.Ю., Чермошенцева А.С., Перевалов А.В. Моделирование и технология изготовления конструкций авиационной техники из композиционных материалов// Вестник ВСГУТУ. 2013. № 2 (41). С. 12-18.
5. Бохоева Л.А., Балданов А.Б., Зайцев Б.А. Моделирование лопасти ветро генератора из композиционных материалов// Вестник ВСГУТУ. 2013. № 2 (41). С. 24-29.
6. Бохоева Л.А., Филиппова К.А., Рогов В.Е. Экспериментальное исследование, численное моделирование элементов каркаса остекления фонаря кабины вертолета из композиционного материала// Фундаментальные проблемы современного материаловедения. 2012. Т. 9. № 4-2. С. 669-674.
7. Алямовский, А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике - М.: СПб: БХВ-Петербург, 2008. - 192с.
8. Шульце, Х. Аэродинамика и летающая модель - М.: Книга по Требованию, 2012. - 510с.

Simulation of the fuselage of an unmanned aerial vehicle by the SolidWorks software package

Bokhоеva L.A.^{1,a}, Butorin A.A.^{1,b}, Bairov S.A.^{1,c}, Kondrat'eva A.N.^{1,d}, Ipatov D.N.^{1,e}

¹East Siberia State University of Technology and Management, bldg. 1 40v Klyuchevskayast., Ulan-Ude, 670013, Russian Federation

^abohoeva@yandex.ru, ^bsanya.butorin.96@mail.ru, ^cbairov.sofron@gmail.com, ^dLakki-4118@mail.ru, ^eipatov.95@bk.ru

Key words: unmanned aerial vehicle; UAV; SolidWorks, Solidworks Flow simulation, design, aerodynamics, fuselage, 3D scanner

The creation of "drones"- an aircraft without crew on board, has a different degree of autonomy from remote control to fully automatic, and can also vary in design, purpose and many other parameters. In the framework of this work, modeling in the SolidWorks system of structural elements for an unmanned aircraft of the type "X8 skywalker": fuselage, wing, winglets. A study was made of aerodynamic characteristics that can be used at low flight speeds. Numerical calculation is carried out in the software package Solidworks Flow simulation.

Анализ конструкций погрузчиков для подземных работ

Маслов Н.А.

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный университет путей сообщения»,
ул. Дуси Ковальчук 191, Новосибирск, Россия, 630049

namaslov@mail.ru

Ключевые слова: погрузчик для подземных работ, погрузочно-доставочная машина, привод, электрический привод с двигателем у колеса, трансмиссия, дизель-гидравлическая трансмиссия с двигателем у колеса

В работе выполнен анализ особенностей конструкций погрузчиков для подземных работ (погрузочно-доставочных машин), в настоящее время применяемых на предприятиях горнодобывающей промышленности при проведении подземных горных работ, для обеспечения перемещения горной массы и её выгрузки. Проведен анализ и оценка существующих типов энергетических установок (двигателя внутреннего сгорания и электродвигателя) погрузчиков для подземных работ по основным критериям (коэффициент полезного действия, запас хода машины по энергии, диапазон регулирования, вес источника энергии, экологичность). Проведен анализ и выполнена оценка существующих и возможных типов приводов ходового оборудования погрузчиков для подземных работ (механической трансмиссии с приводом от двигателя внутреннего сгорания; гидравлической и электрической трансмиссии с приводом от двигателя внутреннего сгорания и гидравлическим или электрическим двигателем на ведущем мосту; с установкой гидродвигателя или электродвигателя у колеса с электроприводом или приводом от двигателя внутреннего сгорания) и их отдельных узлов по сформулированным критериям (коэффициент полезного действия, эксплуатационные затраты, ремонтпригодность, приспособленность к автоматизации управления). Даны рекомендации по выбору типа привода погрузчика для подземных работ.

В настоящее время на предприятиях горнодобывающей промышленности, при проведении подземных горных работ, для обеспечения перемещения горной массы и её выгрузки, широко используются самоходные погрузчики (погрузочно-доставочные машины, далее по тексту - ПДМ) [1]. Принципиальное устройство ПДМ показано на рисунке 1.

ПДМ состоит из передней 1 и задней полурамы 2, соединённых между собой двойным шарниром 3 и опирающихся на пневмошинные колёса 4. Двойной шарнир 3 имеет две степени свободы, что обеспечивает угол поворота одной полурамы относительно другой на $\pm 35^{\circ} \dots 45^{\circ}$ в горизонтальной плоскости и $\pm 12^{\circ} \dots 18^{\circ}$ в вертикальной. Благодаря этому, достигаются манёвренность, устойчивость и проходимость с малыми радиусами поворота в плане. На передней полураме 1 расположен рабочий орган, состоящий из ковша 5 и стрелы 6. Привод ковша и стрелы осуществляется гидроцилиндрами. На задней полураме 2 расположены: энергетическая установка, основные элементы гидропривода, элементы трансмиссии. ПДМ имеет две ведущие оси жестко закреплённых с полурамами. Поворот машины осуществляется при помощи гидроцилиндров, расположенных в сочленении.

На сегодняшний день, основными производителями ПДМ являются: «УралСпецМаш», «Автомаркет Майнинг» (Россия); «Sandvik Mining», «Atlas Copco» (Швеция); «Wagner», «Eimco», «Caterpillar» (США) [1]; «Jarvis clark» (Канада); «Gutenhoffnungshutte», «HERBST SMAG», «Schopf» (Германия); «ARA» (Финляндия); «Equipment Miner» (Франция); «Kawasaki» (Япония).

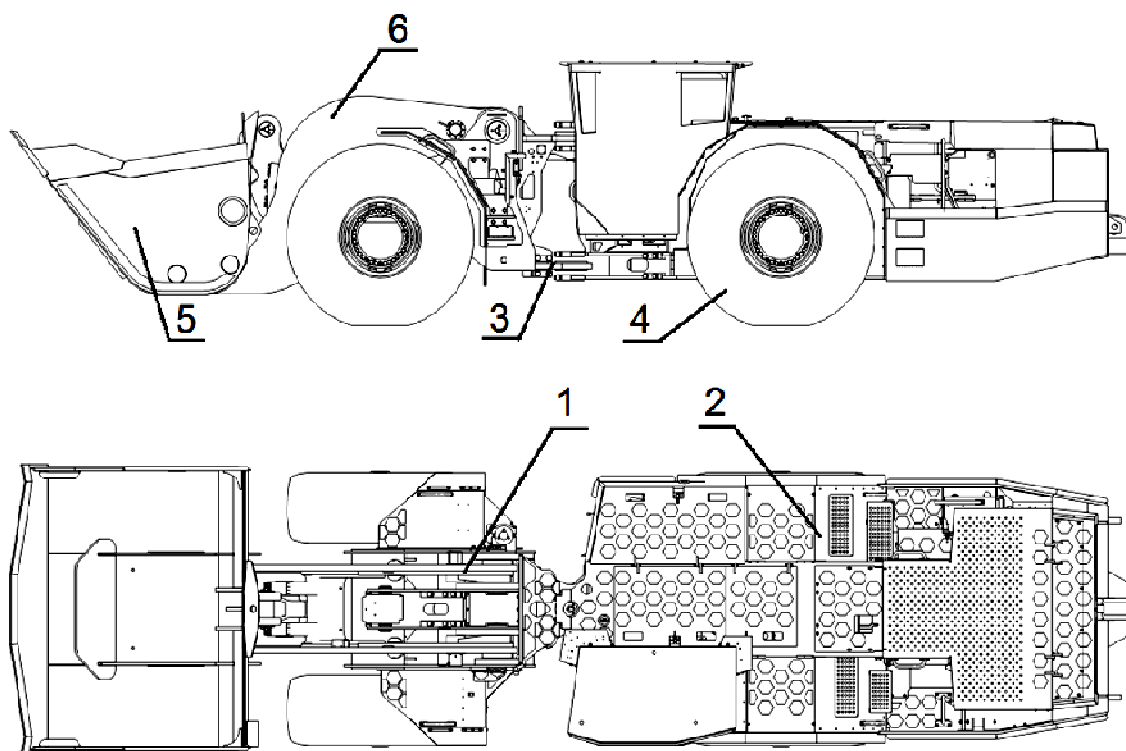


Рис. 1. ПДМ с грузонесущим ковшом

1,2 - передняя и задняя полурамы; 2 - двойной шарнир; 4 - пневмошины колёса;
5 - ковш, 6 - стрела

Основные преимущества ПДМ: высокая производительность, мобильность и маневренность, универсальность (использование ПДМ на подготовительных, очистных и других вспомогательных работах). Основные недостатки ПДМ: высокая стоимость оборудования и его эксплуатации, высокая трудоёмкость ремонтных работ.

Анализ типов энергетических установок. В качестве первичной энергетической установки ПДМ используют двигатели внутреннего сгорания (ДВС) и электродвигатели (ЭД). В настоящее время большинство ПДМ имеют дизельный двигатель. Так же используются ПДМ с ЭД и питанием от шахтной электросети, но количество таких машин в разы меньше. Быстро развивающиеся технологии дают возможность создание ПДМ с ЭД, работающим от аккумуляторных батарей, такие машины, в недавнем времени, начала разрабатывать и выпускать фирма Atlas Copco. Использование ЭД в качестве энергетической установки позволяет реализовать более эффективные виды трансмиссии с размещением ЭД у колеса.

Основные преимущества ДВС: малый вес и объём источника энергии; большой запас хода по энергии. *Основные недостатки ДВС:* низкий КПД; наличие коробки переменных передач; низкая экологичность; высокая стоимость обслуживания и эксплуатации.

Основные преимущества ЭД: высокий КПД (90-95%); постоянство вращающего момента; отсутствие необходимости в коробке переменных передач; низкая стоимость обслуживания и эксплуатации; высокая экологичность (не применяются нефтяные топлива и масла); широкий диапазон регулирования частоты вращения; возможность отдачи энергии в сеть в режиме рекуперативного торможения; возможность применения ЭД в качестве рабочего тормоза; простота конструкции. *Основные недостатки ЭД:* малый запас хода по энергии; высокая стоимость агрегата; большой объём и масса источника энергии (аккумулятора); малый срок службы батареи.

Результаты оценки энергетических установок (ЭД и ДВС) по основным критериям (КПД, запас хода ПДМ по энергии, диапазон регулирования, вес источника энергии, экологичность) приведены на рисунке 2.

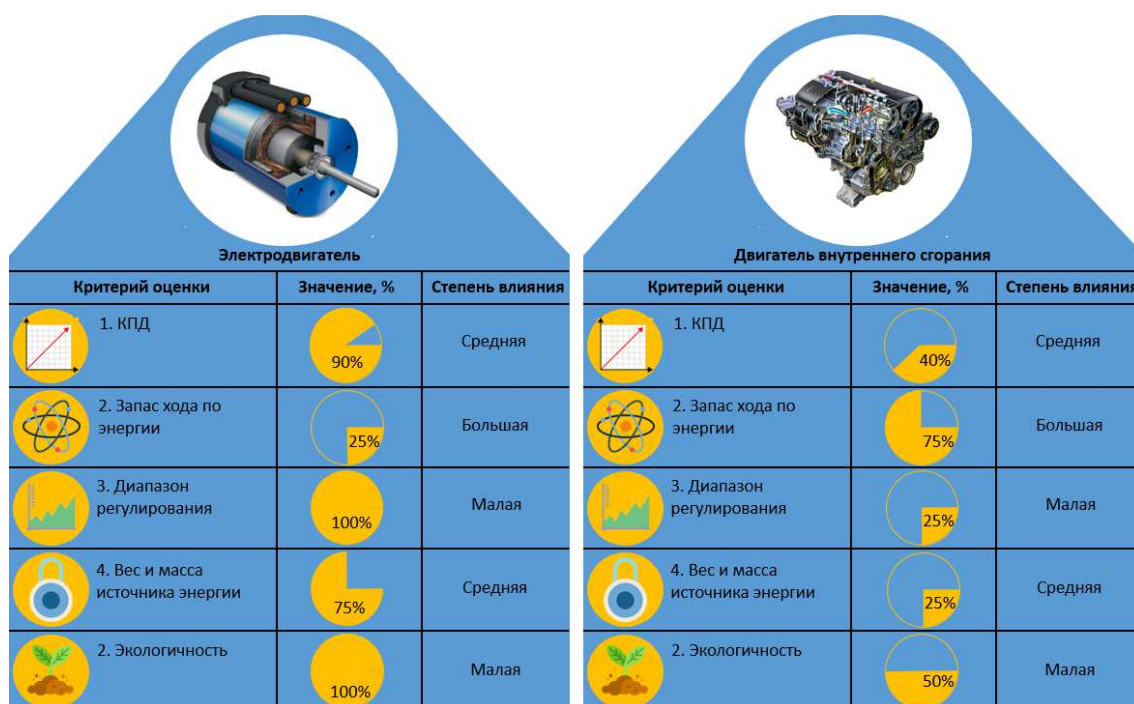


Рис. 2. Результаты оценки энергетических установок по основным критериям

Формирование критериев оценки трансмиссии. В качестве основных показателей качества работы ПДМ по ГОСТ 4.457-86 используют группы показателей, представленные на рисунке 3.



Рис. 3. Группы показателей качества по ГОСТ 4.457-86

Группы показателей включают в себя следующие критерии оценки качества: *показатели назначения* (производительность, номинальная грузоподъёмность, установленная мощность, коэффициент полезного действия (КПД) и другие); *показатели надёжности* (долговечность, безотказность, ремонтпригодность и другие); *экономические показатели* (удельный расход, удельная масса металла, стоимость эксплуатации); *эргономические показатели* (концентрация вредных веществ на выхлопе, эквивалентный уровень звука и другие); *показатели технологичности* (удельная трудоёмкость изготовления); *показатели стандартизации и унификации* (коэффициент применяемости и другие); *показатели безопасности* (коэффициент статической устойчивости и другие).

Выбраны основные критерии оценки трансмиссии: КПД трансмиссии; эксплуатационные затраты; ремонтпригодность; приспособленность к автоматизации управления.

КПД трансмиссии характеризует эффективность системы в отношении преобразования и передачи энергии.

Общий КПД привода η [2]:

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_i, \quad (1)$$

где: η_1, η_2, η_i - КПД первого, второго и «итого» элемента (звена).

Эксплуатационные затраты направлены на поддержание техники в работоспособном состоянии.

Эксплуатационные расходы $I_{\text{Э}}$, т.руб [3,4]:

$$I_{\text{Э}} = C_m + C_{\text{см}} + Z_{\text{рем}} + Z_{\text{пл}} + Z_{\text{рм}} + Z_{\text{ам}} + Z_{\text{нр}}, \quad (2)$$

где: C_m - стоимость расхода топлива; $C_{\text{см}}$ - стоимость смазочных материалов; $Z_{\text{рем}}$ - зарплата ремонтных рабочих; $Z_{\text{пл}}$ - зарплата оператора машины; $Z_{\text{рм}}$ - затраты на ремонтные материалы; $Z_{\text{ам}}$ - удельная амортизация; $Z_{\text{нр}}$ - накладные расходы.

Для сравнения эксплуатационных затрат различных видов приводов, использованы стоимость топлива C_m и стоимость смазочных материалов $C_{\text{см}}$.

Стоимость часового расхода топлива C_T р/час [3,4].

$$C_m = W_m C_{Tm}, \quad (3)$$

где: W_m - часовой расход топлива; C_{Tm} - стоимость литра топлива.

Стоимость часового расхода других эксплуатационных материалов $C_{\text{см}}$, р/час [3,4]:

$$C_{\text{см}} = C_m k_{\text{см}}, \quad (4)$$

где $k_{\text{см}}$ - коэффициент перехода от стоимости топлива к стоимости смазочных материалов, $k_{\text{см}} = 0,1 \dots 0,5$.

Ремонтпригодность - свойство объекта, заключающееся в приспособленности к поддержанию и восстановлению работоспособного состояния путем технического обслуживания и ремонта.

Показатель ремонтпригодности системы R_i [5]:

$$R_i = Z_i Z_{\text{к.р}}, \quad (5)$$

где: Z_i - затраты на восстановление работоспособного состояния; $Z_{\text{к.р}}$ - уровень затрат на капитальный ремонт.

Для определения затрат, составляются структурные схемы надёжности системы по ремонтпригодности и производится их анализ.

Системы с большим числом элементов считаются менее ремонтпригодными в связи с повышенной вероятностью возникновения ремонтной ситуации.

Показатель ремонтпригодности для различных видов трансмиссии определён относительным способом в зависимости от числа элементов, входящих в систему.

Приспособленность к автоматизации управления - относительный критерий, показывающий простоту регулирования и наличие широкого диапазона регулирования различных процессов в рамках технологического процесса.

Анализ и выбор трансмиссии. Трансмиссией называют устройство или совокупность деталей, узлов и агрегатов для передачи и распределения энергии на расстояние. Трансмиссии могут быть механическими, электрическими, гидравлическими, пневматическими и смешанными. Перед выбором трансмиссии были проанализированы существующие и возможные типы кинематических схем: механической трансмиссии с приводом от ДВС; гидравлической и электрической трансмиссии с приводом от ДВС и двигателем на ведущем мосту; с установкой гидродвигателя (ГД) или ЭД у колеса с

электроприводом или приводом от ДВС.

1. Кинематическая схема механической трансмиссии ПДМ с приводом от ДВС (на примере ПДМ R1700G фирмы «Caterpillar») [1], рисунок 4.

В этой трансмиссии вращающий момент передаётся от первичной энергетической установки (ДВС) 1 на ведущие колёса 9 через гидротрансформатор (ГТ) 2, раздаточную коробку 3, карданную передачу 4, коробку переменных передач 5, карданный вал 10, раздаточную коробку 11, карданный вал 12, главную передачу 6, дифференциальную передачу 7, полуось 13, колёсный редуктор 8.

Похожие схемы используются в ПДМ фирм: «Atlas Copco» (ST1030, ST1520, ST14); «Caterpillar» (R1300, R2900); «Sandvic» (LH-514).

КПД трансмиссии. В таблице 1 приведены значения КПД элементов, входящих в кинематическую схему, приведённой на рисунке 4, и определены: общий КПД трансмиссии и привода по формуле (1).

Эксплуатационные расходы. В таблице 2 для дизель-механической трансмиссии ПДМ приведены результаты расчета: стоимость часового расхода топлива по формуле (3), стоимость часового расхода эксплуатационных материалов по формуле (4), эксплуатационные расходы по формуле (2).

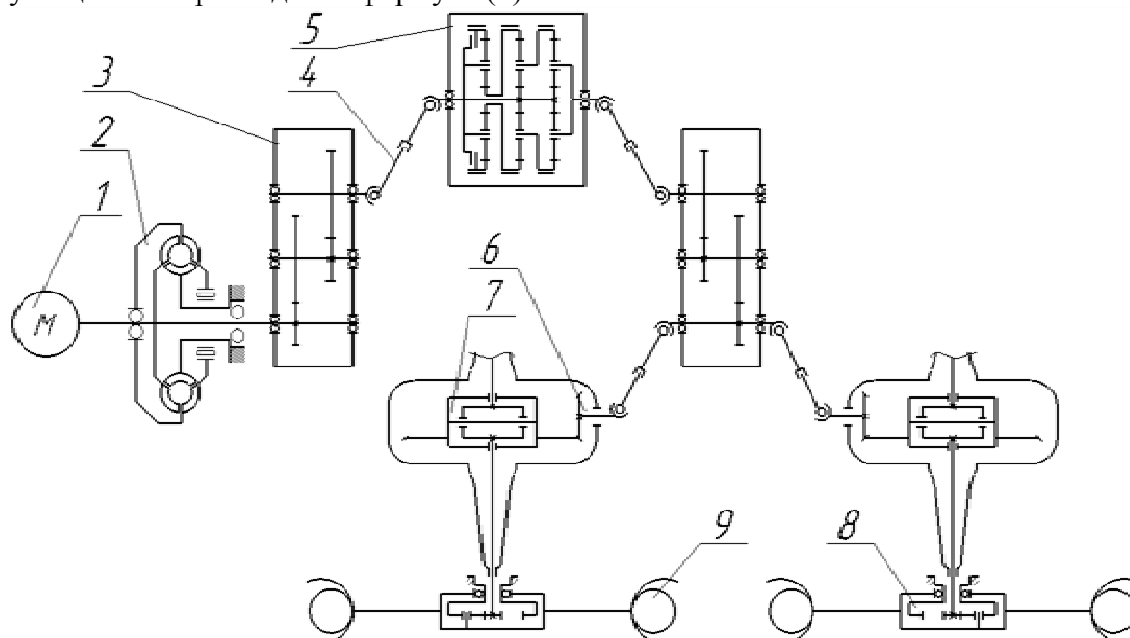


Рис. 4. Кинематическая схема трансмиссии ПДМ САТ R1700G

- 1 - ДВС; 2 - ГТ; 3 - раздаточная коробка; 4 - карданная передача;
5 - коробка переменных передач; 6 - главная передача; 7 - дифференциальная передача;
8 - колёсный редуктор; 9 - пневмошина

Таблица 1

КПД элементов трансмиссии и результаты расчетов
общего КПД трансмиссии и привода ПДМ R1700G

Элемент	Количество элементов	КПД элемента
ДВС	1	0,40
ГТ	1	0,85
Раздаточная коробка	2	0,92
Карданная передача	3	0,80
Коробка переменных передач	1	0,98
Главная передача	1	0,97
Дифференциальная передача	1	0,95
Колёсный редуктор	1	0,98
КПД трансмиссии	-	0,60
КПД привода	-	0,24

Исходные данные и результаты расчетов эксплуатационных расходов ПДМ R1700G

Название, буквенное обозначение и единица измерения параметра	Величина параметра
Часовой расход топлива W_m , л/час	34
Стоимость часового расхода топлива C_m , руб/час	1428
Стоимость часового расхода эксплуатационных материалов по формуле $C_{см}$, руб/час	642
Эксплуатационные расходы I_s , руб/час.	2070

Ремонтопригодность. Из-за большого количества элементов ремонтпригодность механической трансмиссии ПДМ с приводом от ДВС - очень низкая.

Приспособленность к автоматизации управления. Эта трансмиссия не позволяет реализовать широкий диапазон регулирования скорости ПДМ и нуждается в КПП, так как вращающий момент не всегда постоянный. Приспособленность к автоматизации управления - очень низкая.

2. Кинематическая схема гидравлической и электрической трансмиссии с приводом от ДВС и двигателем (гидравлическим или электрическим) на ведущем мосту, рисунок 2.

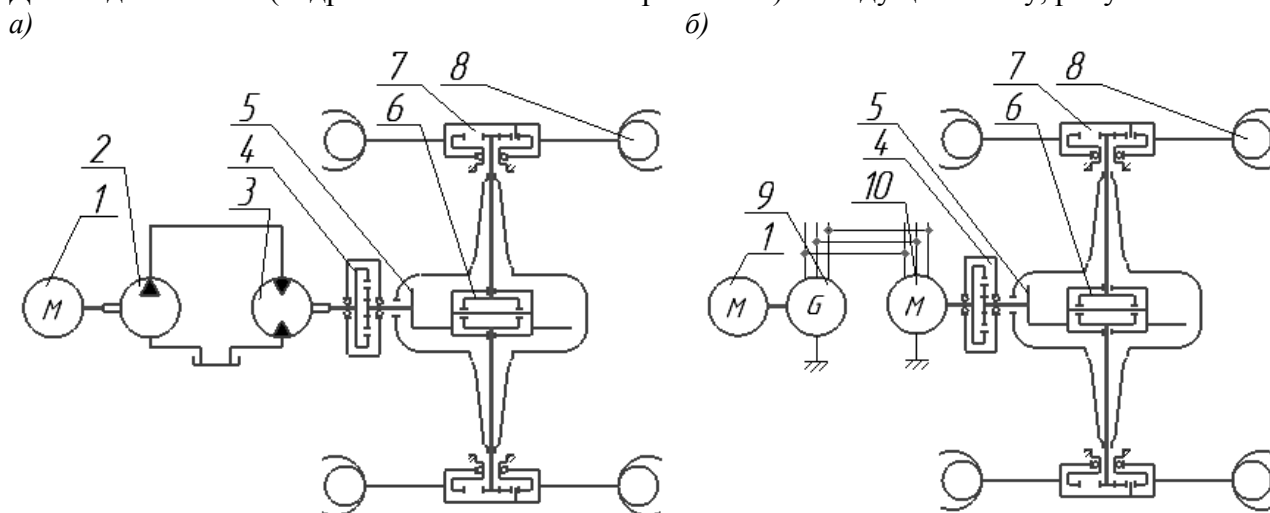


Рис. 5. Кинематические схемы трансмиссий ПДМ

а - с гидромотором на ведущем мосту; *б* - с ЭД на ведущем мосту

1 - ДВС; 2 - гидронасос; 3 - гидромотор; 4 - редуктор; 5 - главная передача;

6 - дифференциальная передача; 7 - колёсный редуктор; 8 - пневмошина; 9 - генератор; 10 - ЭД

ДВС 1 приводит в движение генератор 9 (гидронасос 2) который передаёт энергию к гидромотору 3 (ЭД 10), создающему вращающий момент, который передаётся на редуктор 4, главную передачу 5, дифференциальную передачу 6, колёсный редуктор 7 и ведущие колёса 8.

КПД трансмиссии. В таблице 3 приведены значения КПД элементов, входящих в кинематические схемы, приведённые на рисунке 5, определён общий КПД трансмиссии и привода по формуле (1).

КПД элементов трансмиссии с двигателем на ведущем мосту и результаты расчетов общего КПД трансмиссии и привода ПДМ

Элементы трансмиссии	КПД элементов привода	
	дизель-гидравлического	дизель-электрического
ДВС	0,40	0,40
Гидронасос	0,90	-
Генератор	-	0,95
Гидромотор	0,90	-
ЭД	-	0,95
Доп. Потери энергии*	0,94	0,96
Редуктор	0,96	0,96
Главная передача	0,97	0,97
Дифференциальная передача	0,95	0,95
Колёсный редуктор	0,98	0,98
КПД трансмиссии	0,66	0,75
КПД привода	0,26	0,30

*В гидроприводе дополнительные потери энергии связаны с местными и линейными потерями давления гидравлического масла. В электроприводе дополнительные потери энергии связаны с выпрямлением переменного тока или преобразованием напряжения [6,7]

Эксплуатационные расходы. В таблице 4 для дизель-гидравлической и дизель-электрической трансмиссий ПДМ приведены результаты расчетов: стоимость часового расхода топлива по формуле (3), стоимость часового расхода эксплуатационных материалов по формуле (4), эксплуатационные расходы по формуле (2). Так как КПД данных трансмиссий выше, чем у механической трансмиссии ПДМ R1700, для обеспечения вращающего момента на колесе необходим ДВС с меньшей мощностью, а, следовательно, и часовым расходом топлива. Величина часового расхода топлива W_m для ПДМ R1700 при трансмиссии с двигателем на ведущем мосту, определена пропорционально КПД.

Таблица 4

Исходные данные и результаты расчетов эксплуатационных расходов ПДМ R1700

Название, буквенное обозначение и единица измерения параметра	Величина параметра для трансмиссии ПДМ	
	дизель-гидравлической	дизель-электрической
Часовой расход топлива W_m , л/час	30,6	25,5
Стоимость часового расхода топлива C_m , руб/час	1285	1071
Стоимость часового расхода эксплуатационных материалов по формуле $C_{см}$, руб/час	514	321
Эксплуатационные расходы $I_э$, руб/час.	1799	1392

Ремонтпригодность дизель-гидравлической и дизель-электрической трансмиссии выше, чем у механической из-за меньшего числа элементов.

Приспособленность к автоматизации управления. Дизель-гидравлическая трансмиссия позволяет реализовать достаточно большой диапазон регулирования скорости ПДМ, но имеет определённые зоны нечувствительности. Дизель-электрическая трансмиссия позволяет реализовать широкий диапазон регулирования скорости ПДМ, простоту контроля и воздействия на выходных параметры привода ПДМ.

3. Кинематические схемы трансмиссий ПДМ с установкой ГД или ЭД у колеса и с приводом от ЭД или ДВС, рисунок 6.

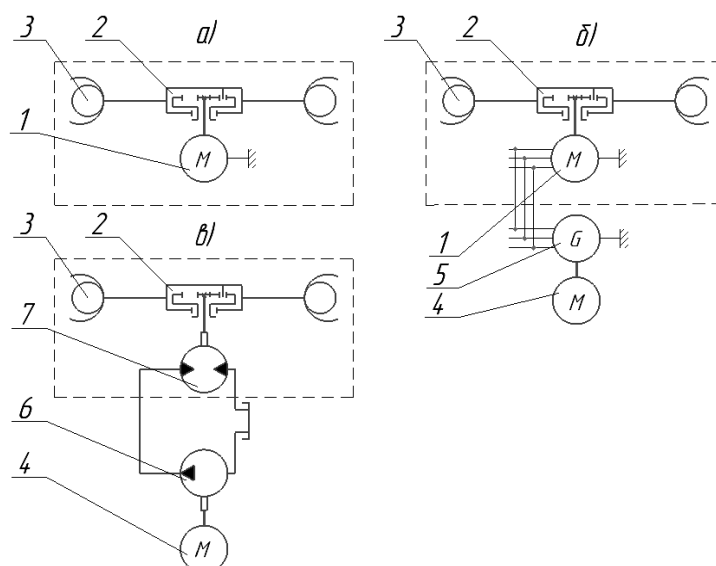


Рис. 6. Кинематические схемы трансмиссий ПДМ с двигателем у колеса
 а, б - электрическим; в - гидравлическим
 1 - ЭД; 2 - колёсный редуктор; 3 - пневмошина; 4 - ДВС;
 5 - генератор; 6 - гидронасос; 7 – гидромотор

В трансмиссии ПДМ, изображенной на рисунке 6а, вращающий момент от ЭД 1 передается на ведущие колесо 3 через колёсный редуктор 2. В трансмиссии ПДМ, изображенной на рисунках 6б и 6в, ДВС 4 приводит в движение генератор 5 (гидронасос 6) который передает энергию к ЭД 1 (гидромотору 7), создающему вращающий момент, который передается к колёсному редуктору 2 и ведущему колесу 3.

КПД трансмиссии. В таблице 5 приведены значения КПД элементов, входящих в кинематические схемы трансмиссий ПДМ, приведённые на рисунке 6, определён общий КПД трансмиссии и привода ПДМ по формуле (1).

Эксплуатационные расходы. В таблице 6 для ПДМ с электрическим и гидравлическим двигателем у колеса приведены результаты расчетов: стоимость часового расхода топлива по формуле (3), стоимость часового расхода эксплуатационных материалов по формуле (4), эксплуатационные расходы по формуле (2). Так как КПД данных трансмиссий выше, чем у трансмиссий с двигателем на ведущем мосту, для обеспечения вращающего момента на колесе необходим ДВС с меньшей мощностью, а, следовательно, и часовым расходом топлива (энергии).

Величины часового расхода топлива W_m ПДМ R1700 с электрической, дизель-электрической и дизель-гидравлической трансмиссиями с двигателем у колеса определены пропорционально КПД этих трансмиссий.

Таблица 5

КПД элементов трансмиссии с двигателем у колеса и результаты расчетов общего КПД трансмиссии и привода ПДМ

Элементы трансмиссии	КПД элементов привода		
	электрического	дизель-электрического	дизель-гидравлического
ДВС	-	0,4	0,4
Гидронасос	-	-	0,9
Гидромотор	-	-	0,9
Генератор	-	0,95	-
ЭД	0,95	0,95	-
Колёсный редуктор	0,98	0,98	0,98
Доп. Потери энергии*	-	0,96	0,94
КПД трансмиссии	0,93	0,85	0,75
КПД привода	0,93	0,34	0,30

Исходные данные и результаты расчетов эксплуатационных расходов ПДМ R1700 при трансмиссии с двигателем у колеса

Название, буквенное обозначение и единица измерения параметра	Величина параметра для трансмиссии ПДМ двигателем у колеса		
	электрической	дизель-электрической	дизель-гидравлической
Часовой расход топлива W_m , л/час (кВт/ч)	118 кВт/ч	19,8 л/час	25,5 л/час
Стоимость часового расхода топлива C_m , руб/час	342,2	831,6	1071
Стоимость часового расхода эксплуатационных материалов по формуле $C_{см}$, руб./час	68,4	166,3	268
Эксплуатационные расходы $I_э$, руб/час.	411	998	1392

Ремонтопригодность. Ремонтопригодность электрической трансмиссии (рисунок 6а), очень высокий, так как система состоит из трёх элементов, а ЭД отличаются большей надёжностью, по сравнению с ДВС. Ремонтопригодность дизель-электрической трансмиссии (рисунок 6б) высокая, дизель-гидравлической трансмиссии (рисунок 6в), немного ниже, чем у дизель-электрической трансмиссии.

Приспособленность к автоматизации управления. Дизель-гидравлическая трансмиссия позволяет реализовать достаточно большой диапазон регулирования скорости ПДМ, но имеет определённые зоны нечувствительности. Дизель-электрическая трансмиссия позволяет реализовать широкий диапазон регулирования скорости ПДМ, простоту контроля и воздействия на выходных параметры привода ПДМ. Электрическая трансмиссия реализует максимальный диапазон регулирования скорости ПДМ, простоту контроля и воздействия на выходные параметры привода ПДМ.

Окончательные результаты работы представлены на рисунке 7 в виде относительной оценки различных приводов по принятым критериям [8-11]: КПД привода; эксплуатационные затраты; ремонтопригодность, приспособленность к автоматизации управления. За сто процентов взято самое большое значение в группе критериев.



Рис. 7. Сводная таблица относительной оценки приводов ПДМ

Выводы. Самым эффективным, исходя из сформулированных критериев, является электрический привод с двигателем у колеса. Такая конструкция реализуется при помощи мотор-колеса или специальной мостовой конструкции, в которой размещается ЭД и редуктор. Применение электропривода возможно на полностью электрифицированных ПДМ. Применение дизель-электрической трансмиссии с двигателем у колеса не выгодно, так как

это требует больших капитальных вложений на оснащение ПДМ дополнительным электроприводом, а выигрыш в КПД и эксплуатационных затратах не так велик. Эффективнее использовать дизель-гидравлическую трансмиссию с двигателем у колеса, так как ПДМ уже оснащены гидроприводом и капитальные вложения будут меньше.

Литература:

1. SERV1826. Global service learning. Technical presentation. R1700 Load haul dump. Service Training Meeting Guide (STMG). Caterpillar. 225 p. January 2005.
2. Глухов, Б. В. Прикладная механика [Текст] / Б.В. Глухов, Д.С. Воронцов // М.; Берлин: Директ-медиа, 2016. - 187 с.: ил.
3. Манаков, А.Л. Структура парков машин и совершенствование их технического сервиса [Текст] / А.Л. Манаков, О.В. Ядрошников // Вестник Оренбургского государственного университета. Оренбург : Изд-во ОГУ, 2005. - № 12. - С. 92-94.
4. Манаков, А.Л. Повышение эффективности использования парков транспортных и технологических машин путем совершенствования системы технического обслуживания и ремонта [Текст] / А.Л. Манаков, О.В. Ядрошников // Научное обозрение: научно-образовательный журнал. М. : Наука, 2006. - № 2. - С. 72-77.
5. Энциклопедия «Машиностроение». Том IV-9. Строительные, дорожные и коммунальные машины. Оборудование для производства строительных материалов. К. В. Фролов и др. - М.: Машиностроение, 2005. - 736 с.: ил.
6. Анучин, А.С. Системы управления электроприводов [Текст] / А.С. Анучин // Вологда: Инфра-Инженерия, 2015. - 373 с.
7. Кисаримов, Р.А. Электропривод: Справочник [Текст] / Р.А. Кисаримов // М.: РадиоСофт, 2012. - 352 с.
8. Маслов, Н. А. Разработка методики определения вероятности безотказной работы гидропривода машины [Текст] / Н. А. Маслов // Главный механик, 2016. - № 12, с.27.-34.
9. Маслов, Н. А. Разработка методики расчета пневмогидроцилиндров машин [Текст] / Н. А. Маслов // Главный механик, 2017. - № 1, с.49.-54.
10. Маслов, Н. А. Модернизация привода спутника путевых машин Duomatic 09-32 CSM и ПМА-1 [Текст] / Н. А. Маслов // Вестник СГУПС, 2017. - № 1, с.57-65.
11. Маслов, Н. А. Разработка методики диагностирования пневмогидроцилиндров машин [Текст] / Н. А. Маслов // Главный механик, 2017. - № 2, с.61-68.

The structural design analysis of loaders for underground working

Maslov N. A.

Siberian Transport University, 191 Dusi Kovalchuk st., Novosibirsk, 630049, Russian Federation
namaslov@mail.ru

Keywords: loader for underground working, load-haul-dump unit, drive, electric drive with an engine at a wheel, transmission, diesel-hydraulic transmission with an engine at a wheel

The structural design feature's analysis of loaders for underground working (load-haul-dump units), applied at the mineral resource industry's enterprises for rock movement and bucket dumping have been done. The analysis and evaluation of the existing types of power units (internal combustion engine and electric motor) for underground working loaders by the principal criterion (efficiency, machine's energy range, control range, energy source weight, and ecological compatibility) have been done. The analysis and evaluation of existing and possible types of undercarriage's drives of loaders for underground working (mechanical transmission driven by an internal combustion engine, hydraulic and electric transmission driven by an internal combustion engine and a hydraulic or electric motor on the drive axle; with installation of the hydraulic motor

or the electric motor at a wheel with the electric drive or the drive from the internal combustion engine) and their separate units according to the formulated criteria (efficiency, operational costs, maintainability, automation's controllability) are carried out. Recommendations for drive's type choosing for underground working loaders are given.

УДК629.035

Транспортные средства с винтовыми движителями

Серга Г.В.

Кубанский государственный аграрный университет им. И.Т. Трубилина,
Российская Федерация, 350044, г. Краснодар, ул. Калинина 13

serga-georgy@mail.ru

Ключевые слова: винтовой движитель, многозаходные винтовые поверхности, винтовые канавки различной конфигурации, размеров и формы.

В статье рассматриваются возможности создания движителей транспортных средств для их перемещения на земле, на воде с высокой скоростью, малыми энергозатратами. Увеличение технологических возможностей, надежности и грузоподъемности транспортных средств достигается путем изготовления винтовых рубашек винтовых движителей с возможностью вращения вокруг корпуса. По периметру винтовых рубашек винтовых движителей по всей длине образованы многозаходные винтовые криволинейные поверхности в виде винтовых канавок различной конфигурации, размеров и формы. В результате выполненной работы предложены конструкции винтовых движителей и их классификация, в которой присутствует общий принцип, позволяющий разрабатывать еще неизвестные конструкции винтовых движителей. Поиск конструкций винтовых движителей выполнялся методами начертательной геометрии и инженерной графики, что позволило оформить винтовые движители по периметру криволинейными или плоскими элементами, а так же с помощью программного комплекса «Компас-3D».

Введение

Известны транспортные средства, так называемые шнекоходы с сравнительно недостаточной скоростью перемещения [1].



Рис. 1-Шнекоход-шнековый вездеход, оснащенный двумя шнековыми движителями

Шнекоход-шнековый вездеход оснащен двумя шнековыми двигателями – стержнями со сплошной винтовой поверхностью вдоль продольной оси изобретенный еще Архимедом для его водоподъемной машины (рис. 1) Однако потребности обеспечить движение транспортных средств на земле и на воде с высокой скоростью, малыми энергозатратами обуславливают необходимость совершенствования конструкций двигателей, поиск их новых конструкций, названных нами винтовыми двигателями.

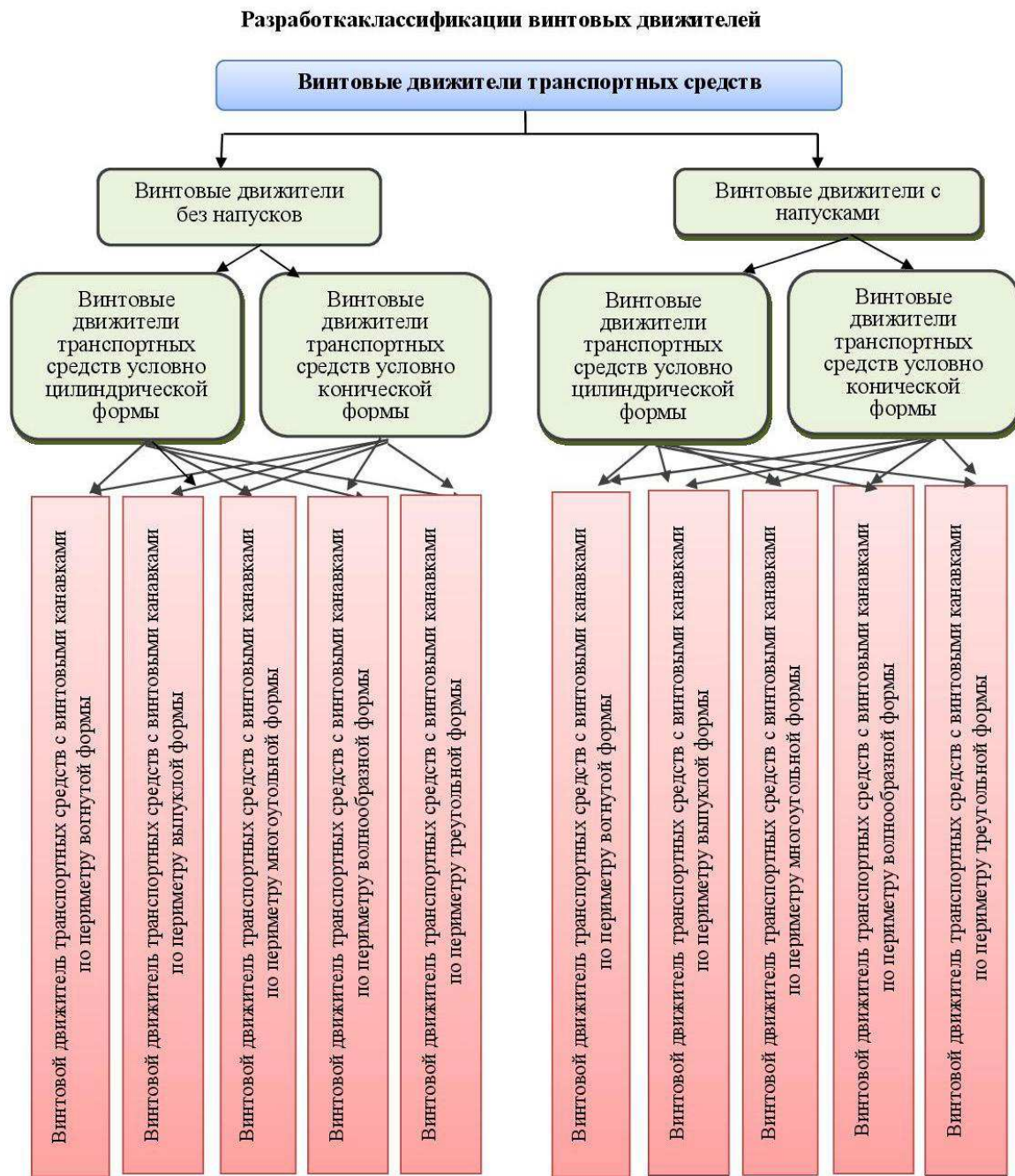


Рисунок 2 – Классификация винтовых двигателей транспортных средств

Для создания пространственных форм винтовых двигателей предлагается использовать 3DSTUDIOMAX, которая позволяет получить изображение винтовых двигателей от полученного технического задания до выхода готового изделия. Этим способом получено нами изображение винтовых двигателей, их винтовых рубашек. Однако построение изображения этим способом оказалось трудоемким и малопродуктивным. Поэтому нами предложен и апробирован способ построения таких сложных пространственных объектов с помощью программы Компас-3D. Оригинальность таких

винтовых движителей, винтовых рубашек обеспечивается обрамленными по всему периметру плавными или ломанными криволинейными винтовыми ребрами и винтовыми поверхностями (рисунок 3). В настоящее время известны лишь 9 конструкций винтовых движителей, новизна которых подтверждена патентами РФ [3-11]. Их поиск (конструкций винтовых движителей, винтовых рубашек) выполнялся методами начертательной геометрии и инженерной графики.

В основу классификации винтовых движителей положен признак, отражающий сущность процесса движения транспортных средств с их помощью и определяющий их свойства – геометрию винтовых рубашек, наличие или отсутствие напусков на винтовых линиях, форму винтовых канавок по периметру винтовых движителей, количества заходов винтовых линий и винтовых поверхностей по периметру (рис. 2).

Пространственная форма винтовых движителей, винтовых рубашек выполнена с винтовыми поверхностями в виде винтовых канавок, что обеспечивает придание транспортным средствам, оснащенным винтовыми движителями, перемещение на суше, на воде и под водой с достаточно большой скоростью перемещения.

Возможность придания движения транспортным средствам реализуется винтовыми канавками различных типоразмеров и форм (многоугольных, треугольных, волнообразных, вогнутых, выпуклых и т. д. Величина их шага определяет характер движения транспортных средств, что, совместно с количеством заходов и скоростью вращения определяет величину их скорости.

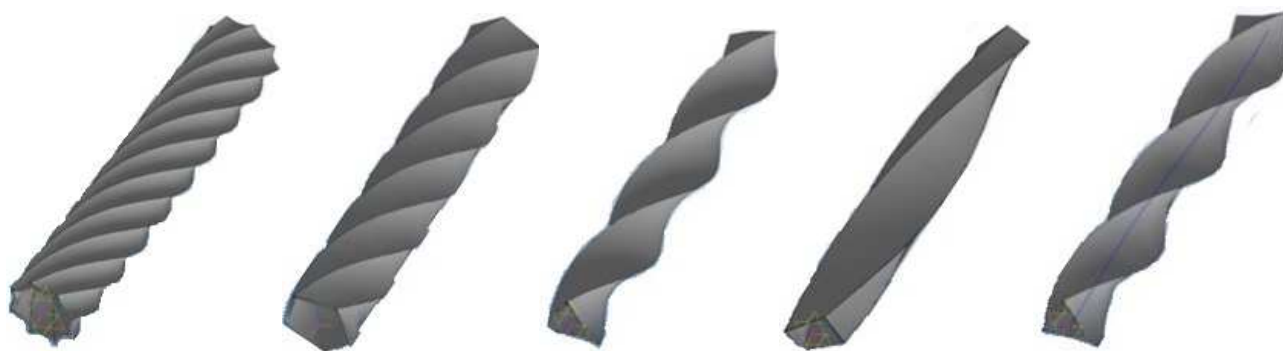


Рис.3 – Наглядные изображения некоторых винтовых рубашек винтовых движителей транспортных средств условно цилиндрической формы

Разработка конструкций винтовых движителей (примеры)

1. Винтовой движитель транспортного средства без напусков условно цилиндрической формы

1.1 Винтовой движитель транспортного средства с винтовыми канавками по периметру вогнутой формы [4]

Винтовой движитель (рисунок 4) имеет форму цилиндрической винтовой рубашки 1 с центрами кривизны снаружи цилиндрической винтовой рубашки 1 .

Пустотелая цилиндрическая винтовая рубашка 1 (рисунок 4) выполнена из полос прямоугольной формы, например 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9.

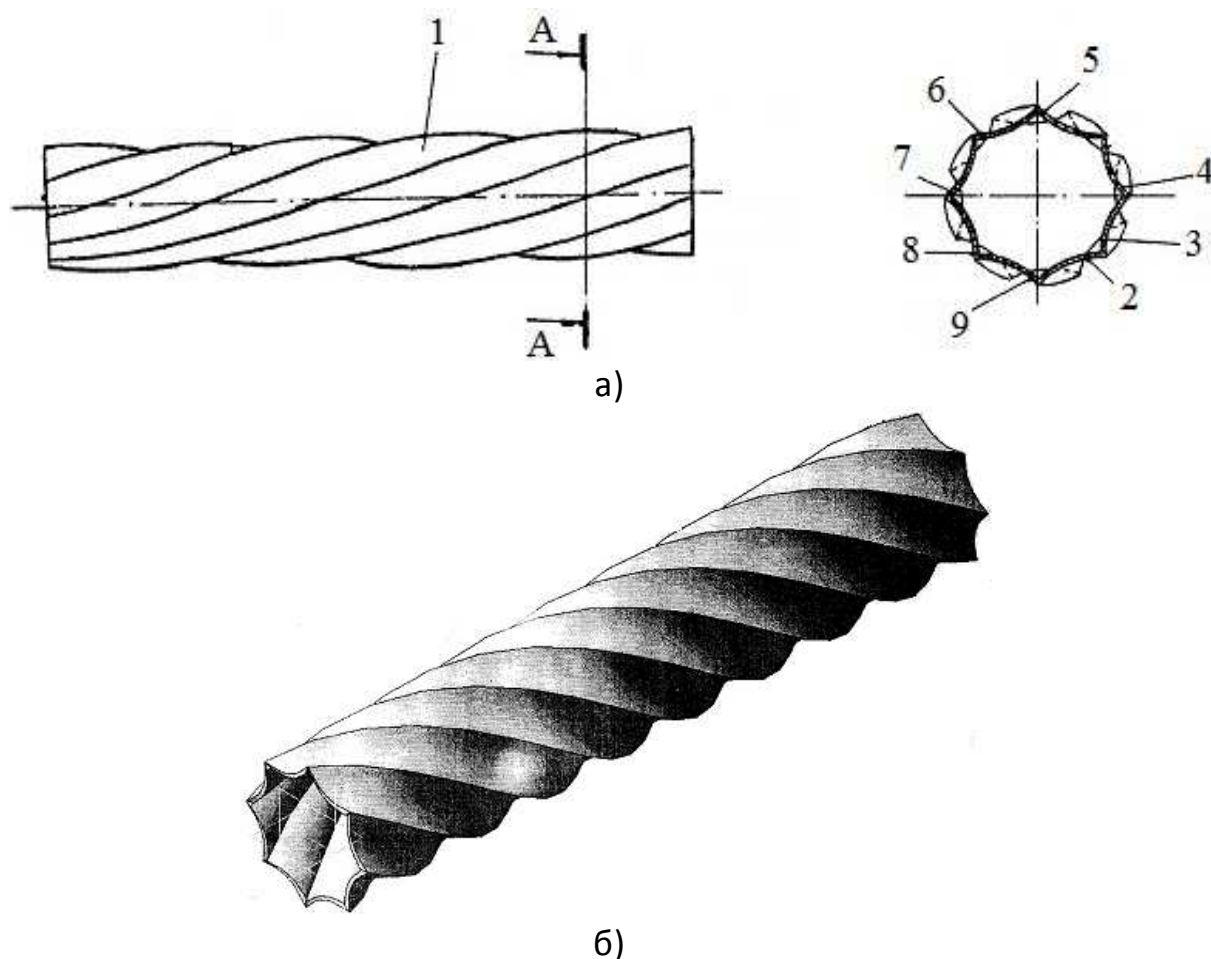


Рис. 4 – Винтовая рубашка винтового движителя а) общий вид, б) наглядное изображение

Например, полосу 9 на рисунке 4 с продольными боковыми кромками 10 и 11, у которой зафиксирован в горячем или холодном состоянии один из концов и повернут другой конец полосы в заданном направлении помещают на цилиндрическую оправку 12, как, например, на рисунок 5 и изгибают так, чтобы кромки 10 и 11 полосы 9 стали свернутыми по винтовым линиям. Аналогичным образом обрабатывают остальные полосы 2,3,4,5,6,7,8.

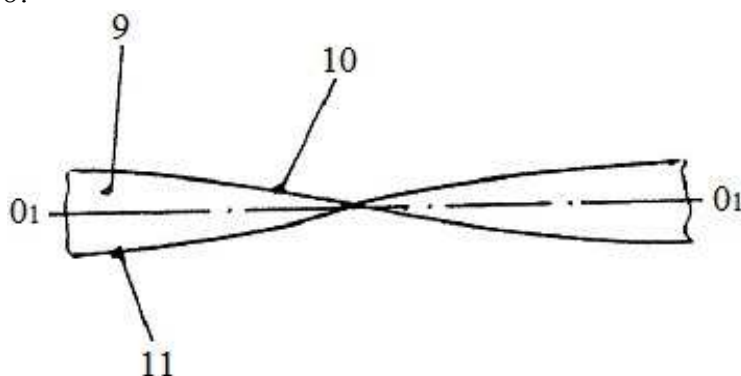


Рис. 5– Вид полосы прямоугольной формы после скручивания ее концов относительно горизонтальной оси 0_1-0_1

Далее деформированные таким образом полосы 2,3,4,5,6,7,8,9 размещают на оправке 12 и, например, как на рисунке б полосы 9 и 8 совмещают продольными кромками, например кромку 10 полосы 8 совмещают с продольной кромкой 11 полосы 9 и соединяют известными способами, например сваркой.

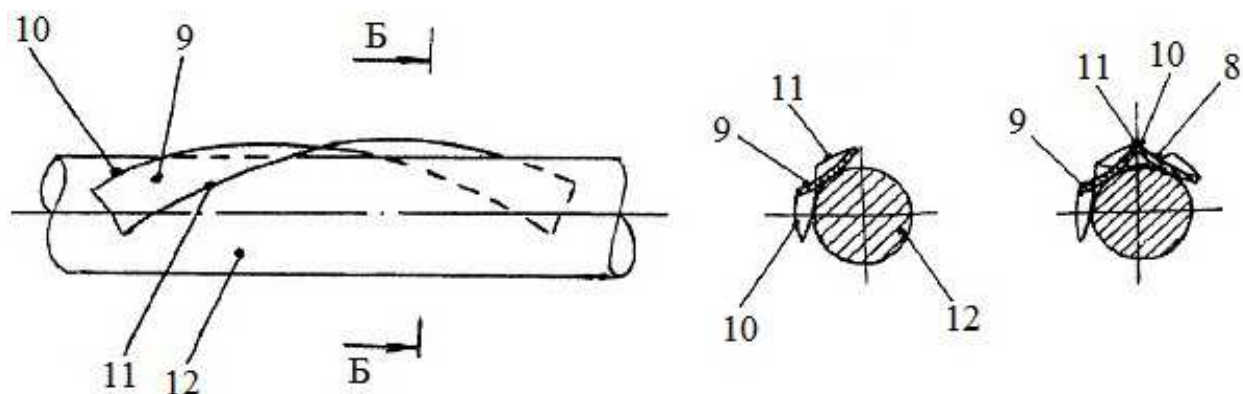


Рис. 6 – Вид полосы прямоугольной формы после скручивания ее на цилиндрической оправке

На рисунке 7 представлен один из винтовых движителей транспортного средства для перемещения на земле и наводес винтовой рубашкой, смонтированной с возможностью вращения на корпусе 13.

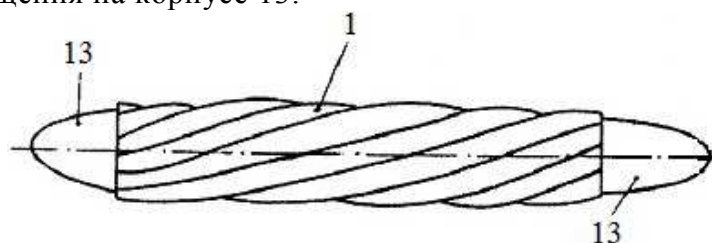


Рис. 7 – Одни из винтовых движителей транспортного средства для перемещения по земле и по воде, винтовой рубашки предлагаемой конструкции, общий вид

Перемещение транспортного средства обеспечивается вращающимися винтовыми рубашками относительно корпуса винтового движителя. Скорость движения такого транспортного средства определяется величиной шага винтовых линий, количество заходов винтовых поверхностей, ее формой, а также скоростью вращения винтовой рубашки.

2. Винтовой движитель транспортного средства с напусками условно цилиндрической формы

2.1 Винтовой движитель транспортного средства с винтовыми канавками по периметру вогнутой или выпуклой формы[10]

Одни из движителей транспортного средства для перемещения по земле и по воде содержит корпус 1 и винтовую рубашка 2. По периметру всего корпуса 1 с возможностью вращения вокруг корпуса 1 и собственной оси, смонтирована пустотелая цилиндрическая винтовая рубашка 2 с наружными напусками в виде винтовых лопастей по всей её длине.

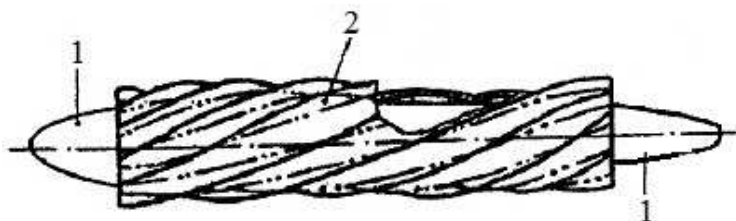


Рис.8 – Одни из винтовых движителей транспортного средства для перемещения на земле и на воде снабженного винтовой рубашкой с напусками условно цилиндрической формы

Пустотелая цилиндрическая винтовая рубашка 2 вращается вокруг корпуса 1. Винтовая рубашка 2 изготовлена, например, из трех (рисунок 9) одинаковых по ширине и по длине полос 3, 4, 5 (рисунок 9,а и 9,б или 6, 7, 8 (рисунок 9,в), с образованием по периметру винтовой рубашки 2 наружных напусков А, Б, В (рисунок 9) в виде винтовых лопастей, а также с наружными криволинейными поверхностями вогнутой 3, 4, 5 формы (рисунок 9,б) с центрами кривизны снаружи цилиндрической винтовой рубашки 8 или выпуклой 6, 7, 8 формы (рисунок 9,в) относительно оси симметрии оси вращения цилиндрической винтовой рубашки 2 с центрами кривизны внутри цилиндрической винтовой рубашки 2. Напуски А, Б, В показаны на рисунке 9 отделенными от полос штрихпунктирными линиями с двумя точками 9.

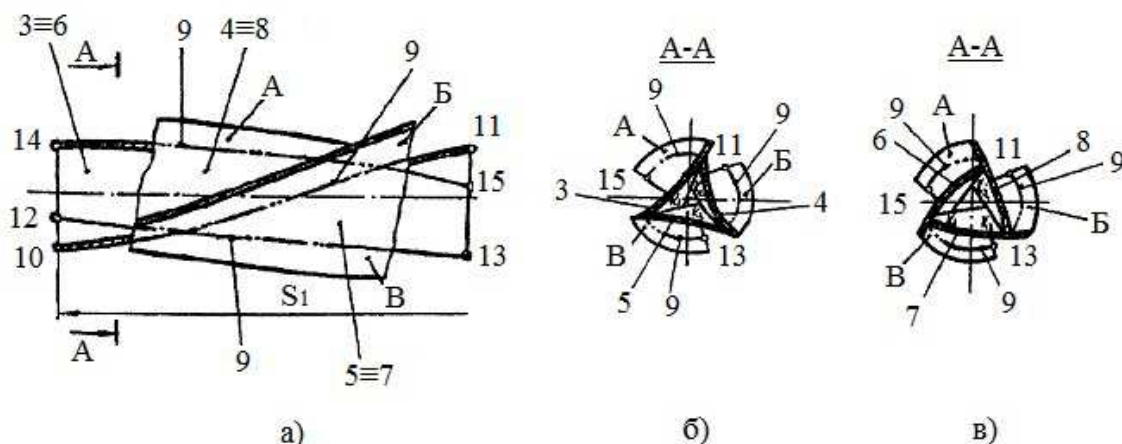


Рис. 9 – Винтовая рубашка, смонтированная из трех полос, общий вид

Линии соединения свернутых в винт полос образуют ясно выраженные, однонаправленные трехходовые с постоянным шагом винтовые линии 10-11, 12-13, 14-15 по периметру цилиндрической винтовой пустотелой рубашки 2 (рисунок 9).

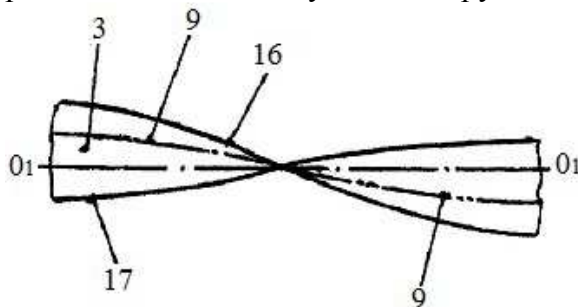


Рис. 10 – Полоса для изготовления винтовой рубашки, смонтированной из восьми полос, общий вид

Полосы 3, 4, 5 или 6, 7, 8 при соединении друг с другом образуют напуски А, Б, В и винтовые линии 10-11, 12-13, 14-15 по наружному периметру и внутренние винтовые канавки К₁, К₂, К₃ (рисунок 9).

Каждая из полос 3, 4, 5 или 6, 7, 8 скручена. Например, полоса 3 на рисунке 10 с продольными боковыми кромками 16 и 17, у которой зафиксирован в горячем или холодном состоянии один из концов и повернут относительно другого, размещают на цилиндрическую оправку 18, как, например, на рисунке 11 полосу 3, и изгибают так, чтобы кромки 16 и 17 полосы 3 становились свернутыми по винтовым линиям. Далее деформированные таким образом полосы размещают на оправке 18, например, как на рисунке 11 полосы 3 и 4, например боковой стороной 17 полосы 3 с штрихпунктирной с двумя точками линией 9 полосы 4, и соединяют известными способами, например сваркой.

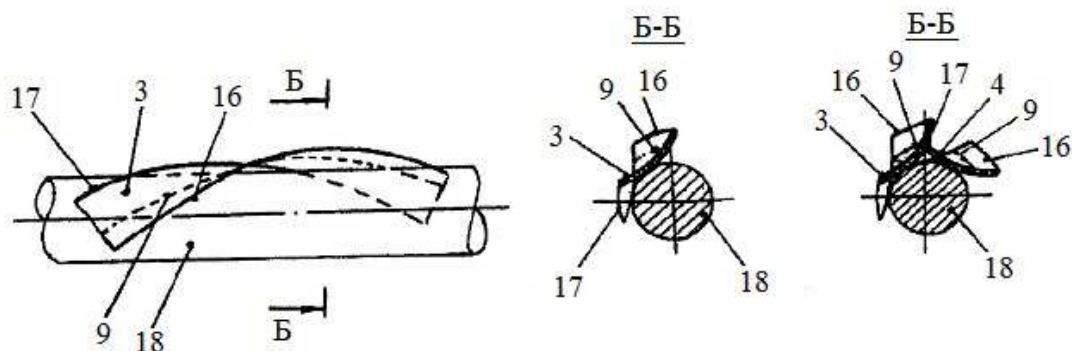


Рис.11 – Вид прямоугольной полосы

Пустотелая цилиндрическая винтовая рубашка 2 (рисунок 12) может быть выполнена не только трех, но и более полос с напусками, например 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26.

Каждую из полос 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26 например, как полосу 3 на рисунке 11 с продольными боковыми кромками 16 и 17, у которой зафиксирован в горячем или холодном состоянии один из концов, размещают на цилиндрическую оправку 18, как, например, на рисунке 11 полосу 3, и изгибают так, чтобы кромки 16 и 17 полосы 3 были сформированы в винт. Далее деформированные, таким образом, полосы размещают на оправке 18, например как на рисунке 11 полосы 3 и 4, например боковой стороной 17 полосы 3 с штрихпунктирной с двумя точками линией 9 полосы 4, и соединяют известными способами, например сваркой.

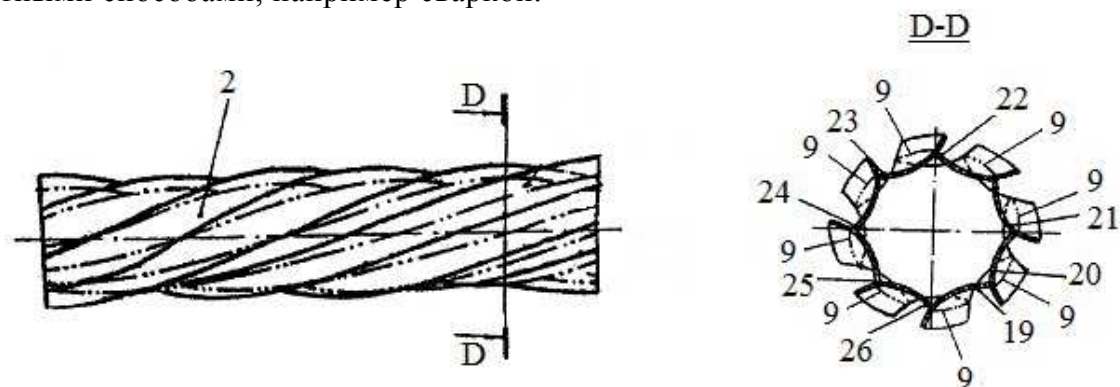


Рис. 12 – Вид полосы после скручивания ее на цилиндрической оправке

Пустотелая цилиндрическая винтовая рубашка 2 может быть изготовлена как на рисунке 8 и рисунке 11.

Скорость перемещения транспортного средства, оснащенного такими двумя винтовыми движителями, определяется шагом винтовых линий, количество заходов винтовых поверхностей и их формой, а также частотой его вращения.

Выводы

В результате проведенных исследований предлагаются:

- конструкции винтовых движителей, обеспечивающие движителей транспортных средств движение на земле и на воде с большой скоростью, например, при шаге винтовой поверхности винтового движителя 10 м и частоте вращения 200 об/мин транспортная машина в идеале может двигаться со скоростью 600 км/час.
- классификация винтовых движителей, в которой присутствует общий принцип, позволяющий разрабатывать еще неизвестные конструкции винтовых движителей
- предлагаются рабочие чертежи и технологии изготовления винтовых движителей.

Литература:

1. Кишкурно Иннокентий. Статьи. История. Когда тонут танки. Шнековый вездеход ЗИЛ-4904, www.kolesa.ru/article/kogda-tonut-tanki_-shnekovyj-vezdehod-zil4904-2014-11-24, 18.03.2018
2. Вездеход Амфибия Шнекоход - YouTube . [youtube.com/watch?v=cjb32XFAynY](https://www.youtube.com/watch?v=cjb32XFAynY)
3. Пат. 2470827 Российская Федерация, МПК В63Н 11/00, В63Н 1/12, В60F 3/00, В62D 57/036. Двигатель прямоточный / Г. В. Серга, В. Д. Таратута; Кубанский государственный аграрный университет. – № 2011112927/11 ; заявл. 04.04.2011 ; опубл. 27.12.2012, бюл. № 36. – 3 с.
4. Пат. 2472663 Российская Федерация, МПК В62D 57/036, В63Н 1/38, В60F 3/00. Проходной двигатель / Г. В. Серга, В. Д. Таратута ; Кубанский государственный аграрный университет. – № 201112269/11 ; заявл. 30.03.2011 ; опубл. 20.01.2013, бюл. № 2. – 3 с.
5. Пат. 2472664 Российская Федерация, МПК В62D 57/036, В63Н 1/38, В60F 3/00. Двигатель конический / Г. В. Серга, В. Д. Таратута ; Кубанский государственный аграрный университет. – № 2011109175/11 ; заявл. 11.03.2011 ; опубл. 20.01.2013, бюл. № 2. – 3 с.
6. Пат. 2473447 Российская Федерация, МПК В62D 57/036, В63Н 1/38, В60F 3/00. Двигатель винтовой / Г. В. Серга, В. Д. Таратута ; Кубанский государственный аграрный университет. – № 2011107360/11 ; заявл. 25.02.2011 ; опубл. 27.01.2013, бюл. №3. – 3 с.
7. Пат. 2473377 Российская Федерация, МПК В62D 57/036, В63Н 1/38, В60F 3/00. Проходной завихритель / В. Д. Таратута, Г. В. Серга ; Кубанский государственный аграрный университет. – № 2010133632/05 ; заявл. 11.08.2010 ; опубл. 27.01.2013, бюл. №3. – 3 с.
8. Пат. 2482000 Российская Федерация, МПК В63В 11/00, В63Н 1/12, В60F 3/00, В62D 57/036. Винтовой двигатель / Г. В. Серга, В. Д. Таратута ; Кубанский государственный аграрный университет. – № 2011112923/11 ; заявл. 04.04.2011 ; опубл. 20.05.2013, бюл. № 14. – 3 с.
9. Пат. 2493019 Российская Федерация, МПК В60F 3/00, В63Н 1/12, В62D 57/036. Двигатель / Г. В. Серга, В. Д. Таратута ; Кубанский государственный аграрный университет. – № 2011113594/11 ; заявл. 07.04.2011 ; опубл. 20.09.2013, бюл. № 26. – 3 с.
10. Пат. 2493019 Российская Федерация, МПК В60F 3/00, В63Н 1/12, В62D 57/036, В63G 8/00. Транспортное средство / Г. В. Серга, М. Г. Серга ; Кубанский государственный аграрный университет. – № 2014107119/11 ; заявл. 25.02.2014 ; опубл. 10.04.2015, бюл. № 10. – 3 с.
11. Пат. 2550103 Российская Федерация, МПК МПК В60F 3/00, В63Н 1/12, В62D 57/036, В63G 8/00. Средство транспортное / Г. В. Серга, М. Г. Серга ; Кубанский государственный аграрный университет. – № 2014107118/11 ; заявл. 25.02.2014 ; опубл. 10.05.2015, бюл. № 13. – 3 с.

УДК 62-253/-254

Экспериментальное определение момента инерции автомобильного колеса с безвоздушной шиной

Мазур В.В.

Братский государственный университет, ул. Макаренко, 40, г. Братск, Россия
mazurv@yandex.ru

Ключевые слова: инерция, инертность, трифилярный подвес, крутильные колебания.

Простота и высокая эффективность колёсного двигателя как механизма для преобразования вращательного движения в поступательное обусловили широкое его применение на наземных машинах, в том числе и на автомобилях. Однако колесо с пневматической шиной имеет существенный недостаток, заключающийся в прекращении движения колёсной машины при потере избыточного давления воздуха. Более того, потеря избыточного давления воздуха в пневматической шине традиционной конструкции при движении автотранспортного средства с высокой скоростью может привести к дорожно-транспортному происшествию с тяжёлыми последствиями. Остановка

Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств

автомобиля для замены колеса на проезжей части или на обочине дороги с интенсивным движением также представляет опасность. Эти причины определяют необходимость как совершенствования известных конструкций, так и поиска новых конструктивных решений колёсных движителей для повышения безопасности автомобилей, одним из которых является применение колёс с безвоздушными шинами из эластичных полимерных материалов.

Безвоздушные шины из эластичных полиуретанов были впервые применены на колёсной бронетехнике Южно-Африканской международной технологической компанией совместно с Южно-Африканским институтом оборонных исследований. Значительный вклад в создание и совершенствование безвоздушных шин внесли зарубежные компании, такие как "Юнироял" [1], "Мишлен" [2], "Ресилиент Технолоджис" [3] совместно с Центром полимерной инженерии США, "Поларис" [4], "Йокогама" [5], "Бриджстоун" [6], "Ханкук" [7], "Тойо" [8], "Боинг" [9], "Америтайр" [10], "Сумитомо" [11], "Брайтек" [12] и др.

В России исследованиями безвоздушных колёсных движителей занимаются ООО "Веском НИЦШП", МГТУ им. Н. Э. Баумана, Южно-Уральский ГУ, Нижегородский ГТУ им. Р. Е. Алексеева и др.

Кафедра автомобильного транспорта Братского государственного университета имеет опыт в разработке и исследованиях автомобильных безвоздушных шин из эластичных полиуретанов.

Проведённый анализ конструкций и патентный поиск позволили найти новые технические решения, направленные на совершенствование конструкции автомобильной безвоздушной шины, разработать научно-обоснованную конструкцию, рассчитать и при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации изготовить натурные образцы автомобильных колёс с безвоздушными шинами.

В общем случае натурный образец колеса (рисунок 1) представляет собой неразборную конструкцию и состоит из непневматической полиуретановой шины с гибкими спицами и стандартного стального штампованного дискового колеса ВАЗ 5JX13H2 с глубоким ободом без закраин.

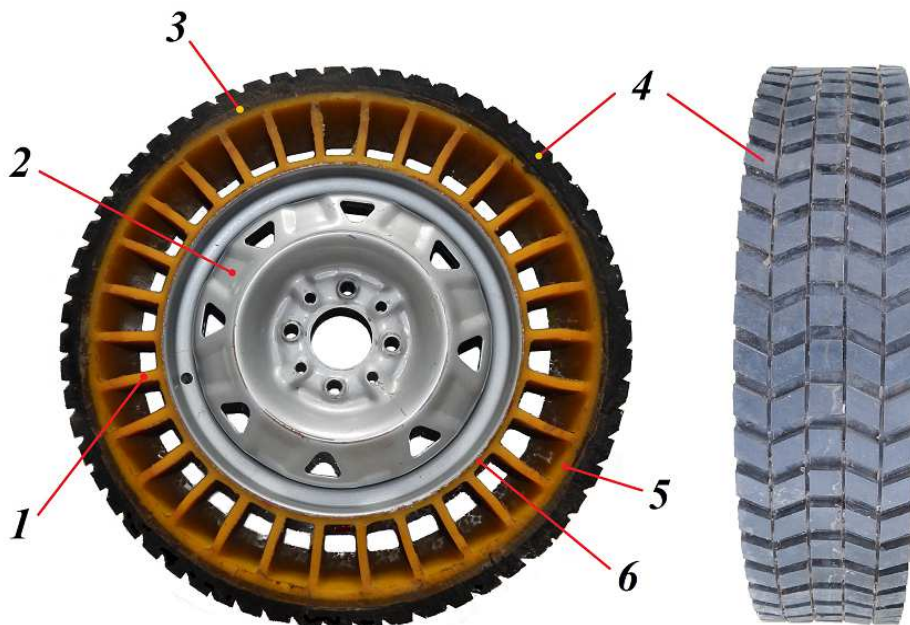


Рис. 1. Автомобильное колесо с безвоздушной шиной из эластичных полиуретанов:
1 - гибкие спицы; 2 - стандартное дисковое колесо 5JX13H2 с глубоким ободом;
3 - опорное кольцо; 4 - протектор; 5 - соединительное кольцо; 6 - посадочное кольцо

Удаление закраин обода обеспечило близкое равенство ширин профиля безвоздушной шины и беговой дорожки протектора стандартных пневматических шин, которыми

комплекуются дисковые колеса ВАЗ 5JX13H2, что, в конечном итоге, позволило уменьшить массу натурального образца. Прочная и надёжная связь дискового колеса и безвоздушной шины обеспечивается высокой адгезией эластичного полиуретана к внутренним специально подготовленным металлическим поверхностям обода.

Упругие свойства и несущая способность безвоздушной шины обеспечиваются гибкими спицами и опорным кольцом. При этом гибкие полиуретановые спицы под действием весовой нагрузки в зоне контакта колеса с поверхностью дороги испытывают продольный изгиб и теряют устойчивость, а в верхней полуокружности безвоздушной шины - находятся в напряжённом состоянии под действием растягивающих сил.

Ранее в рамках программы экспериментальных исследований в лабораториях кафедры автомобильного транспорта была произведена оценка несущей способности, упругих и демпфирующих свойств изготовленных натуральных образцов автомобильных колёс с безвоздушными шинами [13-18], а также их способности самоочищаться от грязи в процессе качения [19].

Дальнейшие исследования направлены на определение параметров и характеристик натуральных образцов безвоздушных шин, влияющих на тягово-скоростные и тормозные свойства автомобиля.

Из теории автомобиля известно, что одним из основных параметров, характеризующих вращающиеся массы автомобиля, к которым, прежде всего, относятся колёса, является момент инерции. В свою очередь, из курса физики известно, что момент инерции - это физическая величина, являющаяся мерой инертности во вращательном движении вокруг оси. Инертность колёс проявляется при неравномерных режимах движения автомобиля - разгоне, выбеге и торможении и оказывает влияние на динамические и тормозные свойства автомобиля и опосредованно - на топливную экономичность и безопасность.

Курс физики предлагает несколько методов экспериментального определения моментов инерции твёрдых тел: метод крутильных колебаний, метод падающего груза и метод качания физического маятника.

Для определения моментов инерции автомобильных колёс был применён метод крутильных колебаний трифилярного подвеса, схема которого приведена на рисунке 2.

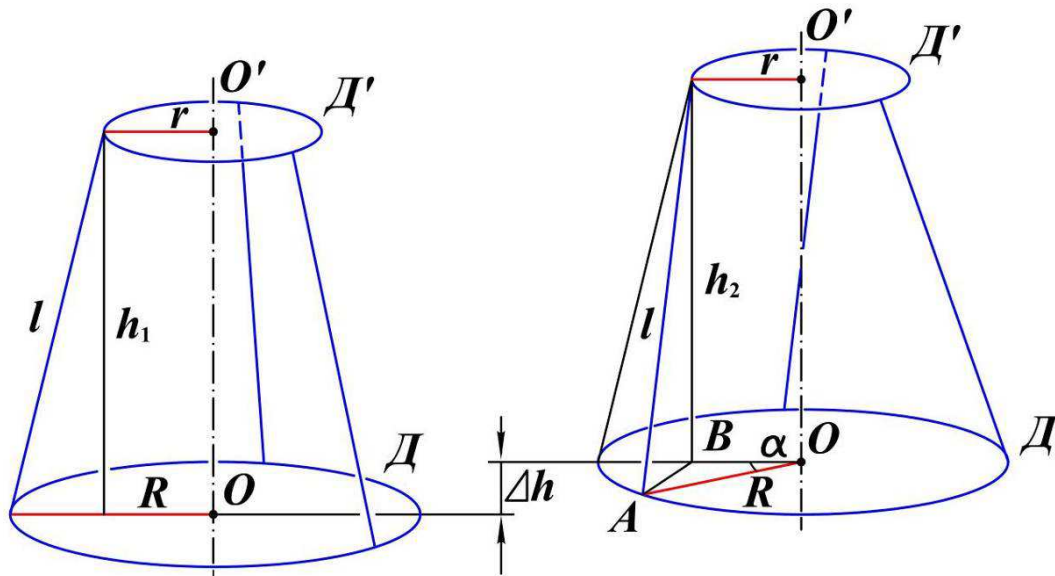


Рис. 2. Схема трифилярного подвеса

Трифиллярный подвес состоит из подвижного диска D , имеющего массу M и подвешенного на трёх симметрично расположенных нитях длиной l , закреплённых на радиусе R . В свою очередь, эти же нити верхними концами симметрично крепятся к неподвижному диску D' на радиусе r . При повороте нижнего диска D на небольшой угол α

Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств

вокруг вертикальной оси OO' все три нити принимают наклонное положение и центр тяжести колебательной системы приподнимается на высоту $\Delta h = h_1 - h_2$. При этом приращение потенциальной энергии системы будет определяться как

$$\Delta E_{\text{п}} = Mg\Delta h, \quad (1)$$

где g - ускорение свободного падения.

При вращении диска D в обратную сторону потенциальная энергия переходит в кинетическую энергию вращательного движения

$$E_{\text{к}} = \frac{J\omega^2}{2}, \quad (2)$$

где J - момент инерции нижнего диска; ω - угловая скорость нижнего диска.

В момент прохождения положения равновесия кинетическая энергия имеет максимальное значение.

На основании закона сохранения энергии, пренебрегая трением, для колеблющегося диска D будет справедливо равенство

$$Mg\Delta h = \frac{J\omega_{\text{max}}^2}{2}. \quad (3)$$

При этом условии угол отклонения диска D от положения равновесия изменяется по гармоническому закону и его текущее значение может быть определено следующим образом:

$$\alpha = \alpha_0 \sin \frac{2\pi}{T} t, \quad (4)$$

где α_0 - амплитуда угловых колебаний; T - период колебаний; t - текущее значение времени.

Тогда угловая скорость нижнего диска находится как производная по времени от угла α

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{2\pi}{T} \alpha_0 \cos \frac{2\pi}{T} t. \quad (5)$$

Учитывая, что для положения равновесия $t = 0$, получаем

$$\omega_{\text{max}} = \frac{2\pi\alpha_0}{T}. \quad (6)$$

При допущении $h_1 + h_2 \approx 2l$ высота подъёма нижнего диска Δh при его максимальном угловом отклонении от положения равновесия будет определяться следующим образом:

$$\Delta h = h_1 - h_2 = \frac{h_1^2 - h_2^2}{h_1 - h_2} \approx \frac{h_1^2 - h_2^2}{2l}. \quad (7)$$

В соответствии со схемой, представленной на рисунке 2,

$$h_1^2 = l^2 - (R - r)^2 \quad (8)$$

$$h_2^2 = l^2 - (BC)^2 = l^2 - (R^2 + r^2 - 2Rr \cos \alpha_0) \quad (9)$$

Подставляя выражения (8) и (9) в формулу (7) получим

$$\Delta h = \frac{2Rr(1 - \cos \alpha_0)}{2l} = \frac{4Rr \sin^2 \frac{\alpha_0}{2}}{2l}. \quad (10)$$

Ввиду малости угла α его синус заменяем аргументом и получаем

$$\Delta h = \frac{2Rr \alpha_0^2}{2l}. \quad (11)$$

Подставляя выражения (6) и (11) в формулу (3) окончательно получаем

$$J = \frac{MgRr}{4\pi^2 l} T^2 \quad (12)$$

При использовании трифилярного подвеса для определения моментов инерции колёс и других вращающихся масс автомобиля, учитывая аддитивность момента инерции можно записать

$$J_k = J_\Sigma - J, \quad (13)$$

где J_k - момент инерции автомобильного колеса; J_Σ - момент инерции нижнего диска трифилярного подвеса с установленным и закреплённым автомобильным колесом, который, в свою очередь, можно рассчитать по формуле

$$J_\Sigma = \frac{M_\Sigma g R r}{4\pi^2 l} T^2, \quad (14)$$

где M_Σ - суммарная масса нижнего диска трифилярного подвеса и автомобильного колеса.

На рисунке 3 приведён фотографический снимок изготовленного трифилярного подвеса с натурным образцом безвоздушного колеса. Роль нитей выполняют тонкие стальные тросы. Основные параметры подвеса приведены в таблице 1.

Таблица 1

Основные параметры трифилярного подвеса

Параметр	Обозначение	Единицы измерения	Значение
1. Масса нижнего диска	M	кг	4
2. Длина нитей	l	мм	2000
3. Расстояние между точками крепления нитей к нижнему диску	s	мм	230
3. Расстояние между точками крепления нитей к верхнему диску	s'	мм	120
4. Радиус креплений нитей к нижнему диску	R	мм	133
5. Радиус креплений нитей к верхнему диску	r	мм	69
6. Момент инерции нижнего диска	J	кг·м ²	0,093



Рис. 3. Трифилярный подвес автомобильного колеса с безвоздушной шиной

Радиусы креплений нитей к нижнему и верхнему дискам определены как радиусы описанных окружностей:

$$R = s' \frac{\sqrt{3}}{3} \quad \text{и} \quad r = s \frac{\sqrt{3}}{3}. \quad (15)$$

В свою очередь, для расчёта по формуле (14) момента инерции нижнего диска J был взят средний период первых десяти его угловых колебаний $T = 4,5$ с, которые условно можно считать незатухающими.

Результаты экспериментального определения моментов инерции автомобильных колёс на трифилярном подвесе с безвоздушной и, для сравнения, пневматической шинами приведены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты экспериментального определения моментов инерции автомобильных колёс

Параметр	Единицы измерения	Значение	
		с безвоздушной шиной	с пневматической шиной БЛ-85 175/70R13
1. Масса колеса в сборе	кг	14	
2. Масса нижнего диска с установленным колесом	кг	18	
2. Средний период угловых колебаний нижнего диска с установленным колесом	с	6	
3. Момент инерции нижнего диска с установленным колесом	кг · м ²	0,741	
4. Момент инерции колеса	кг · м ²	0,648	

Литература:

1. Pat. № 522359 US. *Polyurethane elastomer and non-pneumatic tire fabricated therefrom* / V.J. Gajewski; Uniroyal Chemical Company. - appl. № 866636; filed 10.04.1992; publ. date 29.06.1993.
2. Pat. № 20130278044 US. *Non-pneumatic tire with reinforcement band spacer and method of manufacturing same* / M.E. Dotson, R. Marler, P.A. Petri, K.W. Vogt; Michelin Recherche et Technique S.A., Compagnie General des Etablissements Michelin. - appl. № 13/977441; filed 30.06.2013; publ. date 24.10.2013.
3. Pat. № 20110079335 US. *Tension-based non-pneumatic tire* / A. Manesh, M.J. Tercha, B. Meliska, F. Geranski, G. Howland, L. Stark, K. Hauch, T. Petersen; Resilient Technologies, LLC. - appl. № 12/839236; filed 19.07.2010; publ. date 07.04.2011.
4. Pat. № 9573422 US. *Non-pneumatic tire*, D.B. Gass, J.D. Bennett, L.J. Brady, E.J. Borud, D.J. Koenig, K.W. Peppel; Polaris Industries Inc. - appl. № 13/802474; filed 13.05.2013; publ. date 21.02.2017.
5. Pat. № 8276628 US. *Non-pneumatic tire* / R. Hanada, H. Seto, Y. Hashimura, J. Matsuda, T. Kitazaki, I. Kuramochi, K. Endo; The Yokohama Rubber Co., Ltd. - appl. № 12/368025; filed 09.02.2009; publ. date 02.10.2012.
6. Pat. № 20140251518 US. *Non-pneumatic tire* / A. Abe, M. Nishida; Bridgestone Corporation. - appl. № 14/352111; filed 16.04.2014; publ. date 11.09.2014.
7. Pat. № 9333799 US. *Non-pneumatic tire with reinforcing member having plate wire structure* / S.J. Choi, H.J. Kim, M.S. Kim, K.J. Ko, K.H. Kang; Hankook Tire Co., LTD. - appl. № 13/954272; filed 30.07.2013; publ. date 10.05.2016.
8. Pat. № 20100132865 US. *Non-pneumatic tire* / M. Iwase, M. Segawa; Toyo Tire & Rubber Co., LTD - appl. № 12/624528; filed 24.11.2009; publ. date 03.06.2010.
9. Pat. № 20140034219 US. *Non-pneumatic survivable tire, cover and fabrication processes* / D.R. Chadwick, D.J. Perron, E.C. Rogers, D.M. Storvick, T.L. Williams, D. Yee; The Boeing Company. - appl. № 14/028129; filed 16.09.2013; publ. date 06.02.2014.

10. Pat. № 20070119531 US. *Airless spare tire* / R.A. Steinke, T.M. Love, J.G. Moore; Amerityre. - appl. № 11/286424; filed 25.11.2005; publ. date 31.05.2007.
11. Pat. № 2801485 EP. *Airless tire* / W. Iwamura; Sumitomo Rubber Industries, Ltd. - appl. № 14162593.9; filed 31.03.2014; publ. date 12.11.2014.
12. Pat. № 9004120 US. *Wheel system* / B.A. Russell. - appl. № 13/287847; filed 02.11.2011; publ. date 14.04.2015.
13. Рыков С.П., Мазур В.В., Тетерин С.Н. *Безвоздушные шины. Опыт разработки и результаты испытаний* // Системы. Методы. Технологии. 2013. № 4 (20). С. 20-27.
14. Мазур В.В. *Повышение живучести военной автомобильной техники применением боестойких колёс с безвоздушными шинами из эластичных полиуретанов* // Вестник академии военных наук. 2013. № 4 (45). С. 105-110.
15. Мазур В.В. *Колёсные движители планетоходов* // Космонавтика и ракетостроение. 2014. № 5 (78). С. 86-90.
16. Мазур В.В. *Колёсные движители военной автомобильной техники с усиленной противоминной защитой* // Военная мысль. 2014. № 2. С. 55-58.
17. Мазур В.В. *Автомобильные колёса с безвоздушными шинами. Результаты стендовых испытаний* // Транспорт: наука, техника, управление. 2016. № 2. С. 41-47.
18. Мазур В.В. *Разработка и испытания автомобильных безвоздушных шин* // Вестник машиностроения. 2017. № 3. С. 86-88.
19. Мазур В.В., Мазур М.А. *Экспериментальная оценка способности автомобильных безвоздушных шин самоочищаться от грязи* // Системы. Методы. Технологии. 2014. № 3 (23). С. 78-82.

Experimental Determination of the Moment of Inertia of an Automobile Wheel with an Airless Tire

Mazur V.V.

Bratsk State University, Makarenko, 40, Bratsk, Russia
mazurv@yandex.ru

Key words: inertia, trifilar suspension, torsional oscillations.

Simplicity and high efficiency of a wheeled mover as a mechanism for converting rotational motion into a translatory one have conditioned its wide application in overland machines including motor vehicles. However a wheel with an airless tire has a sufficient drawback lying in termination of a wheeled machine movement at the excess air pressure loss. Moreover, the loss of excess air pressure in a pneumatic tire of traditional design at high speed of movement of a motor vehicle can lead to a traffic accident with heavy consequences. The stop of a motor vehicle to change a wheel on a heavy traffic roadway or roadside also poses a threat. These reasons determine the necessity of both well-known design improvements and search for the new wheeled mover design solutions to enhance a motor vehicle safety, the use of wheels with airless tires of elastic polymeric materials being one of them.

Проект городского экологически чистого транспорта

Е.Д.Лосев^{1а}, А.Д.Кунеков², И.А.Клещин², А.Р.Ревацкий², А.А.Устинов²

¹Братский государственный университет, ул. Макаренко 40, Братск, Россия

²Лицей 1, ул. Погодаева, 8, Братск, Россия

^а_elk_@mail.ru

Ключевые слова: электромобиль, экомобиль, мотор-колесо, мотор-колесо Дююнова, асинхронный электрических двигатель переменного тока с короткозамкнутым ротором, литий-железо-фосфатный аккумулятор, LiFePO_4 , топливный элемент.

Актуальными на сегодняшний день являются проблемы экологии и энергосбережения. Целью работы является разработка концепции экологичного городского транспорта. В качестве исходных данных использовались технических характеристик легкового автомобиля предназначенного для использования в условиях города. Движителем будет асинхронный электрических двигатель переменного тока с короткозамкнутым ротором. Для уменьшения потерь в системе трансмиссии, предлагается использовать принцип распределённой тяги – четыре мотор-колеса Дююнова. Для хранения энергии будет использоваться литий-железо-фосфатная (LiFePO_4) аккумуляторная батарея, обладающая большой энергоёмкостью, высоким током разряда, широким диапазоном рабочих температур и безопасная в эксплуатации. Произведен расчёт основных параметров энергетической установки. В качестве возможных способов подзарядки аккумуляторов экомобилей «на ходу» рассмотрены: использование рекуперативного торможения, солнечных панелей и топливных элементов на водороде.

В связи с ограниченным запасом углеводородного топлива, а также с постоянным увеличением экологической нагрузки на окружающую среду, ведутся поиски новых экологически чистых источников энергии и разработка концепций экологического транспорта.[1]

Данная работа посвящена поиску конструкции экологического транспорта, который предназначен для повседневного использования в условиях движения в городе.

В качестве исходных данных для проектирования были приняты следующие:

- масса менее 1000 кг. Чем больше масса автомобиля, тем больше требуется энергии для его движения;
- вместимость 4 человека, грузоподъёмность 300 кг.;
- максимальная скорость 110 км/ч. – ограничена ПДД РФ;
- запас хода на одной заправке 150 км. – максимальный ежедневный пробег городского автомобиля.[2]

Примером автомобиля с такими характеристиками является серийный автомобиль Toyota Passo (рис. 1). Далее в расчётах использовались параметры этого автомобиля.

На первом этапе нашей работы нами были рассмотрены двигатели, используемые для создания автомобилей. В бензиновом двигателе рабочая смесь, состоящая из бензина и воздуха воспламеняясь в цилиндре приводит в движение поршень, который вращает коленчатый вал. К достоинствам такого двигателя можно отнести: возможность создания автомобиля с большим запасом хода, большая сеть заправочных станций по всему миру. Недостатками являются: неэкологичность, низкий КПД (около 20%).

Дизельный двигатель работает по схожему принципу. Здесь воспламенение рабочей смеси происходит за счёт сжатия. КПД современных дизельных двигателей достигает 40 %. Достоинства и недостатки аналогичны бензиновым двигателям. [3]



Рис. 1. Toyota Passo

В электрическом двигателе вращение ротора происходит под действием электромагнитного поля. Такие двигатели имеют более простую конструкцию, более надёжны и долговечны, по сравнению с ранее рассмотренными. При их работе отсутствуют выбросы в окружающую среду, а их КПД достигает 90%. На наш взгляд они наиболее подходят для создания экологического транспорта. Одной из основных проблем, ограничивающих их применение при создании автомобиля является необходимость использования аккумуляторных батарей либо источников электрической энергии. [4]

На рис.2 показаны основные элементы конструкции автомобиля. Кузов серийного автомобиля выполняется из листовой стали. С целью уменьшения массы, рекомендуется изготавливать кузов из более лёгких композитных материалов, таких как углеволокно. В качестве двигателя предлагается использовать асинхронный электрический двигатель переменного тока с короткозамкнутым ротором. Трансмиссия необходима для передачи вращательного момента от двигателя к колёсам. В данной системе есть потери энергии при её передаче, поэтому в проектируемом экомобиле для упразднения трансмиссии будут использоваться мотор-колёса [5]. Система охлаждения двигателя не потребуется, т.к. электрические двигатели мало нагреваются. На её смену придёт электрическая система кондиционирования и отопления салона. Электрооборудование включает в себя головной свет, указатели поворотов, стоп сигналы и т.д. Здесь, с целью экономии энергии, нами рекомендовано использовать светодиодные источники света. Система подвески не будет изменяться. Тормозная система будет дополнена системой рекуперативного торможения. [6]



Рис. 2. Элементы конструкции автомобиля

Анализ технических данных показал, что проектируемому автомобилю нужна мощность электрического двигателя 40 кВт. [7] В качестве мотор-колёс предлагается

Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств

использовать четыре мотор-колеса Дуюнова [8-10] мощностью 12 кВт каждое (рис 3.), что обеспечит необходимую суммарную мощность. На рис.4 показан электромотоцикл изготовленный на основе мотор-колеса Дуюнова. Используя характеристики этого электромотоцикла, был выбран необходимый контроллер Curtis 1239E-7621 (108В, 650А). В дальнейшем эти данные были использованы для расчёта параметров энергоустановки автомобиля.

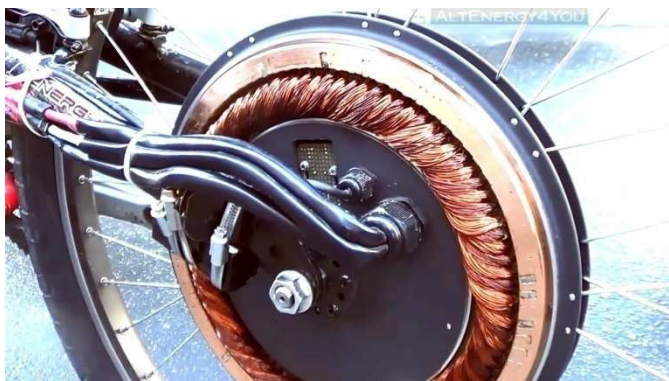


Рис. 3. Мотор-колесо Дуюнова



Рис. 4. Электромотоцикл

Как уже отмечалось, аккумуляторная батарея является самым слабым звеном при создании электротранспорта. [11] Нами был произведён анализ параметров различных типов аккумуляторов. [12] Результаты были сведены в таблицу 1. В качестве аккумулятора для экомобиля предлагается использовать литий-железо-фосфатный (LiFePO_4), обладающий высокой энергоёмкостью, большим числом циклов заряд-разряд, минимальным временем зарядки, способностью работать при отрицательных температурах и являющимся безопасным.

Таблица 1

Характеристики аккумуляторов

Тип аккумулятора	Кислотный	NiCd	NiMH	Li-ion	Li-ion polimer	LiFePO ₄
Энергоёмкость, Вт*ч/кг	30 - 50	45-80	60-120	110-160	100-130	80-140
Максимальное число циклов заряда/разряда	300	1500	500	1000	500	2000
Время заряда, ч.	8-16	1	2-4	2-3	2-3	1
Напряжение ячейки, В	1.25	1.25	1.25	3.6	3.6	3.2
Минимальная рабочая температура, С°	-20	-40	-20	-20	0	-40
Безопасность	присутствует кислота	безопасен	взрывоопасен	взрывоопасен	взрывоопасен	безопасен

На рис.5 показана ячейка аккумулятора LiFePO₄ фирмы A123. Для обеспечения требуемого запаса хода автомобиля необходима аккумуляторная батарея напряжением 102.4 В и ёмкость 100 А*ч. Это обеспечивается соединением 160 ячеек по формуле 32S5P. Максимальный ток разрядки будет составлять 1875А. (ток контроллера не более 650А). Вес

аккумулятора 80 кг. Ресурс 2000 циклов, что соответствует 5,5 годам при ежедневной эксплуатации с пробегом 150 км и суммарному пробегу 300000 км.

Одним из важных параметров является время полной зарядки аккумулятора. При максимально допустимом токе зарядки $I=180\text{A}$ время составит $T=0.7$ ч, при рекомендуемом токе зарядки $I=90\text{A}$ время полной зарядки будет $T=1.4$ ч. (данный режим рекомендуется для продления срока службы батареи). Режим зарядки током $I=30\text{A}$ соответствует режиму зарядки от бытовой электросети. В домашних условиях время полной зарядки экомобиля составит $T=4.2$ ч. Это означает, что полностью севшая батарея может за ночь полностью зарядиться. Расчётные режимы зарядки показывают, что аккумулятор экомобиля можно быстро подзарядить на специализированных зарядных станциях, которые можно будет установить на парковках возле работы, супермаркетов, кинотеатров и т.д.

Следующим этапом нашей работы стал поиск возможных путей подзарядки аккумуляторов экомобиля «на ходу». [13] Первым предлагаемым вариантом является рекуперативное торможение. Режим рекуперативного торможения распространён в технике. Он применяется для остановки электропоездов, трамваев и строительных кранов. Его сущность заключается в том, что электродвигатель переключается в генераторный режим и вследствие этого на колёса начинает действовать тормозящий момент. В экомобиле используется контроллер Curtis 1239E-7621, который предполагает использование режима рекуперативного торможения. Следует отметить, что для замедления транспортное средство будет использовать режим рекуперации, а для торможения и остановки – стандартную гидравлическую тормозную систему. Настройка совместной работы этих систем является отдельной задачей для проектирования. По данным исследований применение рекуперации может увеличить пробег на одной зарядке до 15%. [14]

Следующим предлагаемым вариантом является использование солнечных панелей. Современные монокристаллические солнечные панели имеют КПД более 20% и позволяют получать 150Вт энергии с 1м^2 [15]. Известно, что максимальная эффективность солнечной батареи достигается когда солнечный свет падает на поверхность перпендикулярно, либо под углом, близким к 90° . Следовательно, оптимальными для расположения солнечных элементов являются поверхности крыши и капота автомобиля. Приблизительно площадь указанных элементов составляет 2м^2 . Суммарная мощность солнечных батарей составит 300 Вт, максимальный ток зарядки аккумуляторов 2.2А, время полной зарядки 55 часов. Если учесть то, что световой день составляет менее половины суток, то полная зарядка аккумулятора займёт более четырёх дней. Очевидно, что такого вариант зарядки не позволит ежедневно эксплуатировать автомобиль и может быть использован только в качестве дополнения к другим видам зарядки.

Одним из перспективных направлений является получения электричества из водорода с использованием топливных элементов. Данная система состоит из системы хранения водорода и топливного элемента, преобразующего углеводородное топливо в электричество.

На рис.5 показан топливный элемент H-5000 PEM FUEL CELL 5000W FCS-C5000 фирмы Hozizon мощность 5 кВт. Для питания экомобиля без использования аккумуляторов потребуется как минимум 8 топливных элементов. Такое техническое решение возможно, но на данный момент времени топливные элементы имеют очень высокую стоимость. В дальнейшем мощность топливных элементов будет возрастать, а их стоимость – снижаться. Появится возможность подавать энергию с топливного элемента напрямую в электродвигатели минуя буферные аккумуляторы.



Рис. 4. Ячейка аккумулятора LiFePo4 A123 AMP20M1HD-A



Рис.5. Топливный элемент H-5000 PEM FUEL CELL 5000W FCS-C5000

Известно, что максимальная сила тока требуется электромобилю для динамического разгона. Данный режим занимает небольшой промежуток времени, в основной период времени автомобилю требуется гораздо меньше энергии для движения. Предлагается использовать два топливных элемента суммарной мощностью 10 кВт и буферные аккумуляторные батареи, которые будут накапливать излишки энергии и выдавать их в момент разгона автомобиля. Если суммарная мощность топливных элементов окажется меньше требуемой, то аккумуляторы экомобиля будут постепенно разряжаться во время движения. Предполагается продолжать заряжать аккумуляторы используя топливные элементы во время стоянки автомобиля. Установив топливные элементы на экомобиль, можно уменьшить ёмкость аккумуляторной батареи.

В качестве системы хранения водорода предлагается использовать система металлгидридного хранения водорода фирмы «Инэнэрджи». Данный вид хранения является безопасным и требует меньший объём баллонов. По результатам расчёта, для пробега в 150 км. необходимый суммарный объём баллонов составит 30 л., что соответствует 45 м³ водорода.

подавляющее большинство современных автомобилей используют неэкологичные бензиновые и дизельные двигатели. В процессе их эксплуатации образуется большое количество вредных выбросов, которые загрязняют окружающую среду и способствуют развитию парникового эффекта. Проведенные расчёты показывают, что при современном развитии технологий на даже основе серийно выпускаемого автомобиля возможно создать экологичный автомобиль запас хода которого будет 150 км. Быстрая зарядка аккумуляторов и их большой ресурс позволят ежедневно эксплуатировать данный автомобиль в городских условиях, а применения систем заряда аккумулятора «на ходу» позволит увеличить автономность. Эксплуатационные характеристики экомобиля не будут уступать характеристикам аналогичного автомобиля с двигателем внутреннего сгорания, а по некоторым параметрам будут даже превосходить его. Дальнейшее развитие технологий позволит сделать дешевле экологическое транспортное средство и выпускать его серийно, что сделает его более привлекательным для покупателей.

Литература:

1. Солнцев А. А., Бейшенбаев Б. Т., Панура А. В. Анализ перспективы развития рынка электромобилей //Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова. – 2016. – Т. 39. – №. 2. – С. 40-45.
2. Вучик В. Транспорт в городах, удобных для жизни. Монография. – 2011.
3. Баширов Р. М., Гайсин Э. М., Миннигалеев А. М. Сравнительный анализ методов определения механического к. п. д. двигателей внутреннего сгорания //Известия Международной академии аграрного образования. – 2013. – Т. 17. – С. 146.

4. Ивлев С. Н., Мирзоев Г. К. Электромобили ОАО «АВТОВАЗ» //Транспорт на альтернативном топливе. – 2012. – №. 6. – С. 39-41.
5. Усов Н. В., Новикова В. Н., Болоничева Т. В. Оценка эффективности создания автомобиля на электротяге с использованием мотор-колеса по типу колеса Дуюнова // Актуальные вопросы экономики, менеджмента и инноваций. – 2016. – С. 365-367.
6. Сизых А. Д. и др. Разработка электромобилиа на базе существующих платформ LADA //Журнал автомобильных инженеров. – 2013. – №. 4. – С. 33-35.
7. Ломакин В. В., Шабанов А. А., Шабанов А. В. К определению расхода топлива и потребления энергии гибридных подзаряжаемых автомобилей //Актуальные вопросы машиноведения. – 2016. – Т. 5. – С. 12-14.
8. Агриков Ю.М., Дуюнов Д.А., Блинов В.Л., Иванов С.А., Яковлев И.Н., Машина синхронная вращающаяся с совмещенной обмоткой, патент на полезную модель RUS 113090 07.09.2011
9. Агриков Ю.М., Дуюнов Д.А., Блинов В.Л., Яковлев И.Н., Дуюнов Е.Д., Привод гибридного транспортного средства, патент на полезную модель RUS 117117 12.03.2012
10. Агриков Ю.М., Блинов В.Л., Дуюнов Д.А., Жаворонков В.И., Иванов С.А., Сабиров М.Х., Семёнов А.Ю., Яковлев И.Н., Привод энергосберегающий для электротранспорта, патент на полезную модель RUS 107648 25.03.2011
11. Барзуков С. Н. и др. Накопители электрической энергии для автотранспортных средств с комбинированными энергоустановками //Труды НАМИ. – 2013. – №. 252. – С. 62-80.
12. Загарин, Д.А. Аккумуляторные батареи автомобилей с электроприводом / Д.А. Загарин, В.И. Сальников, А.В. Шабанов // Автомобил. пром-сть. — 2016. — No 5. — С. 24–27.
13. Фетисов В. С., Тагиров М. И., Мухаметзянова А. И. Подзарядка электрических беспилотных летательных аппаратов: обзор существующих разработок и перспективных решений //Авиакосмическое приборостроение. – 2013. – №. 11. – С. 7-26.
14. Козакевич И. А., Бутенко А. В. Вопросы рекуперативного торможения в приводах электромобилей с вентильными двигателями //новая наука: от идеи к результату: Международное научное. – 2016. – С. 161.
15. Воркунов О. В., Ихсанова А. И., Гайнутдинова А. М. Оптимальная ориентация солнечных фотоэлектрических модулей в г. Казани //Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. – 2015. – №. 11-12. – С. 26-29.

The project of urban environmentally friendly transport

E.D.Losev^{1a}, A.D.Kunekov², I.A.Kleshin², A.R. Revatskii², A.A. Ustinov²

¹Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, Russian Federation

² Lyceum 1, 8 Pogodaeva st., Bratsk, Russian Federation

^a elk@mail.ru

Keywords: electric car, eco-car, motor-wheel, Duyunov motor-wheel, asynchronous electric motor of an alternating current with a squirrel-cage rotor, lithium-iron-phosphate battery, LiFePO₄, fuel cell.

Actual for today are the problems of ecology and energy conservation. The aim of the work is the development of the concept of sustainable urban transport. As initial data, the technical characteristics of a passenger car intended for use in a city were used. The propeller will be an asynchronous electric motor of an alternating current with a squirrel-cage rotor. To reduce losses in the transmission system, it is proposed to use the principle of distributed traction - Duyunov's four motor wheels. To store energy, a lithium-iron-phosphate (LiFePo₄) rechargeable battery will be used, which has a high energy capacity, high discharge current, a wide range of operating temperatures and an endless operation. The main parameters of the power plant are calculated. As possible ways of recharging ecomobile batteries "on the fly" are considered: the use of recuperative braking, solar panels and fuel cells on hydrogen.

Влияние количественных и качественных технико-эксплуатационных показателей на производительность специализированных транспортных средств при перевозке штучных изделий машиностроения

Мельникова Е.П.^{1,a}, Калинин А.В.^{2,b}

Автомобильно-дорожный ГОУ ВПО Донецкий национальный технический университет, ул. Кирова 51, г. Горловка, ДНР

ОО ВПО «Донецкая академия транспорта», пр. Дзержинского 7, г. Донецк, ДНР
^amelnikova_adi@mail.ru, ^bdaatkav@mail.ru

Ключевые слова: *штучные изделия, эффективность, производительность, затраты.*

На основе выполненного анализа существующей модели производительности транспортного средства, предложена новая, применительно к перевозке штучных изделий машиностроения с учетом взаимозависимости параметров транспортного процесса транспортировки.

Введение. Выбор оптимальной модели автомобиля производится перевозчиком для обеспечения доставки определённой партии груза. Таким образом, наиболее выгодной будет та модель транспортного средства, при применении которой перевозка заданной партии груза принесёт максимальную прибыль, следовательно, показателем сравнительной эффективности при выборе рациональной модели автомобиля является удельная прибыль, т.е. прибыль, получаемая при перевозке 1 т груза. Применение в качестве критерия сравнительной эффективности прибыли позволяет учесть традиционные критерии – производительность транспортного средства и себестоимость перевозок.

Теория. Что касается выбора подвижного состава от номинальной грузоподъёмности при запланированном объеме перевозки, то основной акцент ставится на определение производительности и себестоимости перевозок для каждой из сравниваемых моделей и по мнению автора [2,3,9,11] такие расчеты громоздки и нецелесообразны в условиях оперативной работы автотранспортных предприятий и таким образом предлагается метод ускоренного сравнения моделей подвижного состава (графоаналитический метод) дает возможность не только ускоренного сравнения моделей автомобилей, но и анализа мотивов их выбора, а также выявления путей повышения производительности транспортных средств и снижения себестоимости перевозок в зависимости от изменения эксплуатационных показателей. В данном случае можно согласиться с автором, если речь идет об оперативной организации перевозок грузов при небольших объемах перевозки, но в условиях долгосрочного планирования при значительных объемах, бизнес планирование и анализ характера изменения себестоимости, имеют важное производственное значение.

При долгосрочном планировании характерен учет широкого круга факторов [11]: транспортных, дорожных, природно-климатических, социально-экологических. Выбор автомобиля по грузоподъёмности производится, как правило, исходя из стремления обеспечить соответствие грузоподъёмности автомобиля партионности перевозок. Таким образом достигается упрощение задачи выбора автомобиля для мелкопартионных перевозок, поскольку при соответствии грузоподъёмности автомобиля размеру партии груза.

Также известен метод сравнения автопоезда и автомобиля, бортового автомобиля и самосвала по производительности, где изучается вопрос характера и степени

влияния параметров автопоезда и автомобиля, характеризующим главные показатели их работы: грузоподъемность, время погрузки или разгрузки, скорость движения. По мнению автора [1-3,12-14] коэффициенты использования грузоподъемности γ и пробега β принимаются равными, так как возможность и диапазон их изменения для автопоезда и автомобиля в обычных условиях примерно одинаковы [2,3-11]. Данный метод сравнения автопоезда и автомобиля выглядит следующим образом при условии $Q_{\text{год}}^a \leq Q_{\text{год}}^T$:

$$\frac{q_n^a \cdot \gamma_c \cdot \beta_i \cdot V_m^a}{l_{\text{в.и}} + \beta_i \cdot V_m^a \cdot t_{\text{н-р}}^a} \leq \frac{q_n^m \cdot \gamma_c \cdot \beta_i \cdot V_m^m}{l_{\text{в.и}} + \beta_i \cdot V_m^m \cdot t_{\text{н-р}}^m}; \quad (1)$$

$$l_p \geq \frac{\beta_i \cdot V_m^a \cdot V_m^m \cdot (q_n^m \cdot t_{\text{н-р}}^m - q_n^a \cdot t_{\text{н-р}}^a)}{q_n^a \cdot V_m^a - q_n^m \cdot V_m^m}, \text{ км}, \quad (2)$$

где, l_p – равноценное расстояние перевозки, км

q_n^a, q_n^T - номинальная грузоподъемность транспортного средства, т;

γ_c – статический коэффициент использования грузоподъемности, т;

β – коэффициент использования пробега за езду;

V_T^a, V_T^T - техническая скорость соответственно транспортного средства, км/ч;

$l_{\text{в.и}}$ - расстояние груженной ездки, км;

$t_{\text{н-р}}^a, t_{\text{н-р}}^T$ – время погрузки-разгрузки соответственно автомобиля и автопоезда, ч.

Рассматривая формулы (1) и (2) данный метод сравнения имеет ряд допущений, а именно, в том, что включен статический коэффициент использования грузоподъемности автомобиля, а значит $t_{\text{н-р}}=f(\gamma_c)$, т.е при возрастании γ_c увеличивается или уменьшается не только количество погрузочно-разгрузочных операций, но и фактическое время погрузки-разгрузкисоответственно транспортного средства, кроме этого коэффициент использования пробега и статический коэффициент использования грузоподъемности функционально связаны.

Например, между бортовым автомобилем и самосвалом при условии $l_{\text{г.е}}=l_p$, то $Q^b \geq Q^c$, то при необходимости достигнуть максимальной производительности ПС область эффективного использования СПС можно оценить по равноценному расстоянию перевозки [2,3,11]:

$$L_p \geq [q_n(\Delta t_{\text{н-р}}/\Delta q_n) - t_{\text{н-р}}] V_T \beta_e, \text{ км}, \quad (3)$$

где, $\Delta t_{\text{н-р}}$ — время, на которое сокращается простой при выполнении погрузочно-разгрузочных работ на специализированном подвижном составе; Δq_n — величина снижения грузоподъемности специализированного подвижного состава по сравнению с универсальным ТС.

Анализируя формулу (3) данное преобразование имеет ряд допущений, а именно, использование специализированного транспортного средства уже предполагает перевозку навалочных грузов при механизированной разгрузки грузов первого класса при γ_c , а фактическая загрузка бортового автомобиля есть прямой зависимостью $t_{\text{н-р}}=f(q_n \gamma_c^a)$, т.е данный метод не имеет практического значения.

При необходимости обеспечения минимальных затрат на перевозки следует автор рекомендует использовать критерий равноценной себестоимости [6-10] :

$$l_p \geq \frac{\frac{C_{\text{норм}} \cdot t_{\text{н-р}}}{q_n} - \frac{(C_{\text{норм}} + \Delta C_{\text{норм}})(t_{\text{н-р}} - \Delta t_{\text{н-р}}) \beta_e}{q_n - \Delta q}}{(C_{\text{норм}} + \Delta C_{\text{норм}})/V_m + C_{\text{пер}} + \Delta C_{\text{пер}}} - \frac{C_{\text{норм}}/V_m + C_{\text{пер}}}{q_n}}, \text{ км}, \quad (4)$$

где $\Delta C_{\text{пост}}$, $\Delta C_{\text{пер}}$ — изменение соответственно постоянной и переменной составляющей себестоимости перевозок при использовании СПС.

К недостатку данной методики можно выделить то, что переменные и постоянные затраты на перевозку не связаны функционально с коэффициентом использования грузоподъемности и время на погрузку-разгрузку не связано функционально с фактической загрузкой (q_n у) сравниваемых транспортных средств.

Существующие модели выбора транспортного средства являются частными и решают обособленные задачи, при этом и не учитывают возможность использования универсальных специализированных автомобилей с возможностью увеличения фактической загрузки, а также предложенные методики выбора транспортных средств производятся без учета сроков окупаемости проекта на приобретение, реконструкцию или технического усовершенствования автомобиля, базирующихся на сравнительном анализе производительности и себестоимости перевозок.

Анализ существующих экономико-математических моделей выбора транспортного средства, что эти модели ряд допущений и недостатков, вследствие отсутствия связи таких существенных показателей как время на погрузку-разгрузку и фактическую загрузку $t_{н-р}=f(q_n \gamma)$. В дальнейшем рекомендуется внести изменения и корректировки как модели производительности, систему оценки и методику выбора автотранспортного средства во время доставки штучных изделий машиностроения, которая позволяла бы учитывать степень изменения и влияния $t_{н-р}=f(q_n \gamma)$.

Наиболее эффективными для конкретного вида перевозок являются автомобили, которые в максимальной степени соответствуют данным условиям эксплуатации. В общем виде это означает, что фактическая грузоподъемность или фактическое количество загрузки, должно соответствовать количеству груза, отправляемого желательным, чтобы это количество было возможно максимальным. Это позволило бы снизить себестоимость перевозки, но без вреда для грузоотправителя или грузополучателя. Принятия логистических решений в организации транспортного процесса перевозок различных видов грузов приведет к корректировке и более детальном изучении классической модели производительности, так что выбор рационального транспортного средства по производительности в децентрализованной системе не является актуальным и объективным [1]. Существующие экономико-математические модели производительности работы транспортных средств имеют ряд допущений [1,3], а именно, отсутствие учета взаимозависимости параметров транспортного процесса. Предлагается рассмотреть конструкцию универсального транспортного средства, что позволяет перевозить изделия на поддонах в два яруса [2]. В дальнейших исследованиях за основу будем принимать данную модель транспортного средства. Потому что конструкция предлагаемого транспортного средства позволяет перевозить груз в два яруса, а значит объем перевозимого груза растет, то за основу для дальнейших исследований выбора эффективного транспортного средства, будем использовать модель определения производительности во время перевозки запланированного объема перевозок [2]. То есть можно записать следующее неравенство:

$$W_a \leq W_k, m; \quad (5)$$

где, (условно)- производительность перевозок запланированного объема перевозок, соответственно обычное транспортное средство, и транспортное средство с дополнительным оборудованием, т.

Изучая характер изменения скорости технического от степени изменения снаряженной массы, массу фактически загруженного автомобиля в один ярус, предлагается определить за следующей зависимостью:

$$m_a = m_0 + \lambda \cdot (m_{\text{max}} - m_0), m, \quad (6)$$

С учетом коэффициента использования грузоподъемности скорость техническую фактически загруженного автомобиля определяем по следующей зависимости:

$$V_{cm}^a = V_{cm}^{a \max} - K_v \cdot \lambda \cdot (m^{\max} - m_0), \text{ км / ч,} \quad (7)$$

Полученные зависимости были использованы при разработке методики получения критериев эффективности использования транспортного средства, а также при оперативном планировании перевозок. Многообразие требований, предъявляемых к техническим средствам автомобильного транспорта, и отсутствие единого комплексного измерителя наряду с необходимостью всесторонней характеристики работы этих средств привели к появлению большого количества способов и критериев оценки эффективности. Однако результаты изложенных теоретических положений [4-7] и проведенные исследования, позволяют утверждать, что не всегда в результате сокращения затрат времени на погрузочные работы возрастает производительность автомобилей. Эффект от уменьшения времени загрузки, получается тогда, когда за плановое время нахождения в наряде можно дополнительно выполнить хоть одну езду. Если этого не происходит, то не вырабатывается дополнительной продукции, за счет которой можно было бы окупить средства, внесенные на организацию и механизацию погрузочно-разгрузочных работ непосредственно на автомобильном транспорте. С целью уточнения суммарного времени, затрачиваемого на выполнение погрузочно-разгрузочных операций пакетированных легковесных грузов сделали хронометражные наблюдения и с учетом дополнений классической формулы, общее время на погрузку-разгрузку примет следующий вид:

$$t_{\text{заг н-р}} = t_{\text{технич}} + t_1 \cdot q\gamma, \text{ ч,} \quad (8)$$

Учитывая факторы и связь параметров технологического процесса перевозок, модель производительности согласно условий перевозок и разового объема перевозок, с учетом выполненных преобразований (2)-(4) имеет следующий вид, соответственно для обычного автомобиля фактически разового объема перевозок без модернизации (W_a), и автомобиля, оборудованного специальным оборудованием, с возможностью звеличить разовый объем перевозок (W_k):

$$W_a = \frac{q_{n^a} \gamma_a \cdot \beta_i \cdot (V_{cm}^{nop} \cdot (1 - 0,02 \cdot \frac{q_{n^a} \gamma_a}{q_{n^a}}))}{l_{\sigma, \bar{a}} + \beta \bar{i} \cdot (V_{cm}^{nop} \cdot (1 - 0,02 \cdot \frac{q_{n^a} \gamma_a}{q_{n^a}})) \cdot (t_{\text{техн}}^{\text{н-р}} + (t_{1ma} \cdot q_{n^a} \gamma^a))}, m; \quad (9)$$

$$W_k = \frac{q_{n^k} \gamma_k \cdot \beta_i \cdot (V_{cm}^{nop} \cdot (1 - 0,03 \cdot \frac{q_{n^k} \gamma_k}{q_{n^k}}))}{l_{\sigma, \bar{k}} + \beta \bar{i} \cdot (V_{cm}^{nop} \cdot (1 - 0,03 \cdot \frac{q_{n^k} \gamma_k}{q_{n^k}})) \cdot (t_{\text{техн}}^{\text{н-р}} + (t_{1mk} \cdot q_{n^k} \gamma^k))}, m; \quad (10)$$

Полученные зависимости были использованы при разработке методики получения критериев эффективности использования транспортного средства, а также при оперативном планировании перевозок. Многообразие требований, предъявляемых к техническим средствам автомобильного транспорта, и отсутствие единого комплексного измерителя наряду с необходимостью всесторонней характеристики работы этих средств привели к появлению большого количества способов и критериев оценки эффективности.

Вывод: анализ существующих зависимостей имеют ряд существенных допущений, а именно: условия и модели выбора транспортного средства являются частными и решают обособленные задачи, при этом и не учитывают возможность использования универсальных специализированных автомобилей с возможностью увеличения фактической загрузки; предложенные методики не учитывают сроки окупаемости проекта на приобретение,

реконструкцию или техническое усовершенствование автомобиля, базирующихся только на сравнительном анализе производительности и себестоимости перевозок; не учитывается взаимосвязь между временными и количественными показателями технологического процесса перевозки, что снижает научную значимость. В соответствии выполненного анализа выявлена возможность использования в зависимостях производительности и себестоимости перевозок входящих переменных с их функциональными взаимосвязями $t_{н-р}=f(q_n \gamma)$, что представляет актуальность и значимость при выборе рационального типа транспортного средства, а также и его эффективного использования при перевозке штучных изделий машиностроения. Проанализированы существующие модели и методики повышения производительности транспортного средства и выбора при перевозке изделий машиностроения с использованием специального оборудования. Определены основные параметры технологического процесса и проанализировано влияние параметров и качественных показателей на эффективность автомобильных перевозок штучных изделий машиностроения с использованием специализированного транспортного средства.

Литература:

1. Воркут А.И. Грузовые автомобильные перевозки. – Киев: Вища школа, 1986. – 447с.
3. Автомобильные перевозки. Афанасьев Л.Л. и др. М.:Изд-во «Транспорт», 1973. – 320с
4. Чеботаев А. А. Специализированные автотранспортные средства: выбор и эффективность применения.—М.: Транспорт, 1988.— 159с.
5. Дегтярев Г.Н., Островский М.Б. Контейнерные и пакетные перевозки грузов автомобильным транспортом. М.: Автотрансиздат, 1961. – 320с.
6. Решетников Б.В. и др. Передовые методы грузовых автомобильных перевозок. Киев: Техника, 1978. – 168с.
7. Воркут А.И. Грузовые автомобильные перевозки (Основы теории транспортного процесса). – Киев: Вища школа. – 1979. – 392с.
8. Горев А.Э. Грузовые автомобильные перевозки: учеб.пособие для студ. высш. учеб. заведений/ А.Э. Горев, Е.М.Олещенко. – 5-е изд., испр.-М.: Издательский центр «Академия», 2008.- 288 с.
9. Воркут А.И. Разработка теоретических основ и методов рациональной организации транспортного процесса при автомобильных перевозках партионныхгрузив. Дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.10. – К., 1987. – 299 с.
10. Савин В.И. Перевозки грузов автомобильным транспортом. – М.: Дело и сервис, 2002. – 544 с.; Развитие автомобильных транспортных средств / Под ред. Великанова Д.П. – М.: Транспорт, 1984. – 120 с.
11. Великанов Д.П. Перспективные типы автомобилей и требования к их развитию на период до 1990 г. // Автомобильный транспорт. – 1978. - №2. –С. 27-31.

The influence of quantitative and qualitative technical and operational parameters on the performance of specialized vehicles for the carriage of a piece of machinery

Melnikova E. P.^{1a} A. V. Kalinin^{2b}

Automobileandroad GOU VPO DonetsknationaltechnicalUniversity, Kirovastr. 51, Gorlovka, DPR
NGO VPO "DonetskAcademyoftransport", DzerzhinskyAve. 7, Donetsk, DNR
^amelnikova_adi@mail.ru, ^bdaatkav@mail.ru

Keywords: *piece goods, efficiency, productivity, expenses.*

Based on the analysis of the existing performance model of the vehicle, a new model has been proposed in relation to the transportation of piece products of mechanical engineering, taking into account the interdependence of the parameters of the transport process.

УДК 621.83

Совершенствование гидромеханических передач самоходных машин

Трушин Н.Н.^{1,а}

¹Тулский государственный университет, пр. Ленина, 92, Тула, 300012, Россия

^аtrushin@tsu.tula.ru

Ключевые слова: самоходная машина, гидромеханическая передача, двухтурбинный гидротрансформатор, регулирование прозрачности

Рассматривается принципиальная кинематическая схема гидромеханической передачи, предназначенной для использования в трансмиссиях самоходных транспортных и технологических машин. Предлагаемая гидромеханическая передача содержит гидродинамический трансформатор с двумя турбинами осевого и центробежного типа. Передача позволяет при помощи одного трёхзвенного планетарного механизма осуществить режимы переднего и заднего хода и режимы динамического торможения. Конструкция гидротрансформатора предусматривает также регулирование прозрачности с помощью переключаемых реакторов в зависимости от условий движения самоходной машины.

В трансмиссиях многих колёсных и гусеничных самоходных машин широко применяются гидромеханические передачи (ГМП), которые содержат гидродинамический трансформатор вращающего момента, механическую ступенчатую коробку передач и гидравлическую систему управления. Одним из существенных недостатков гидротрансформаторов является недостаточный диапазон автоматического изменения вращающего момента двигателя, который в традиционных одноступенчатых (однотурбинных) конструкциях не превышает 4 [1, 2].

В трансмиссиях некоторых мощных подъёмно-транспортных (ПТМ) и строительно-дорожных машин (СДМ) нашли применение гидромеханические передачи, оснащенные двухтурбинными гидротрансформаторами, в которых максимальное значение коэффициента трансформации вращающего момента достигает 5 и более. В отличие от многоступенчатых гидротрансформаторов, в которых все турбинные колеса непосредственно соединены с ведомым валом, в многотурбинных гидротрансформаторах турбинные колёса соединяются с ведомым валом посредством зубчатых передач. По сравнению с традиционными одноступенчатыми гидротрансформаторами многотурбинные решения характеризуются более высокими преобразующими свойствами, но при более сложной конструкции. ГМП с двухтурбинным гидротрансформатором по сравнению с ГМП с одноступенчатым гидротрансформатором может иметь уменьшенное количество ступеней в коробке передач, что упрощает систему управления ГМП. Первые конструкции многотурбинных гидротрансформаторов были предложены компаниями General Motors (GMC) и Allison Transmission в 1950-1960-е гг. Как правило, в двухтурбинных гидротрансформаторах одно из турбинных колёс – осевого типа, а другое – центробежного типа. При этом осевое турбинное колесо более эффективно работает в диапазоне малых передаточных

отношений гидротрансформатора (от 0 до 0,5), а центростремительное турбинное колесо – в диапазоне больших передаточных отношений (свыше 0,5) [3, 4].

Отечественными инженерами были сконструированы оригинальные гидромеханические передачи для самоходных машин на основе двухтурбинных гидротрансформаторов (а.с. СССР № 650848 и № 887850). Двухтурбинный гидротрансформатор был применён в трансмиссиях отечественных ковшовых погрузочно-транспортных машин ПД-8 и ПД-12 с номинальной грузоподъёмностью 8 и 12 тонн соответственно, спроектированных в НИПИГОРМАШ [5].

На характеристики двухтурбинного гидротрансформатора оказывают влияние и параметры лопастной системы, и параметры суммирующего зубчатого механизма. Так, в одной из первых своих разработок компания GMC использовала для этой цели встроенный в гидротрансформатор трёхзвенный планетарный зубчатый механизм типа 2К-Н с внутренним передаточным отношением 1,6. Коронная шестерня такого планетарного механизма соединялась с осевым турбинным колесом, а солнечная – с центростремительным турбинным колесом (патент США № 2910832). Для этих же целей мог использоваться конический дифференциальный зубчатый механизм [6]. В других конструкциях ГМП компании GMC также использовались планетарные зубчатые передачи, вынесенные из корпуса гидротрансформатора. Аналогичным образом в двухтурбинном гидротрансформаторе по а.с. № 887850 для суммирования вращающих моментов от турбинных колёс был применён планетарный механизм Ravigneaux с парными сателлитами.

Компания Allison Transmission предложила использовать в двухтурбинном гидротрансформаторе для суммирования вращающих моментов от турбинных колёс вальный цилиндрический редуктор. Аналогичное решение было принято в ГМП по а.с. № 650848, а также в ГМП погрузочно-транспортных машин ПД-8 и ПД-12.

Как правило, двухтурбинный гидротрансформатор работает совместно с коробкой передач, с помощью которой осуществляется, как минимум, реверсирование трансмиссии машины, а также при необходимости расширяется диапазон регулирования трансмиссии. С целью обеспечения маневренности самоходной машины и расширения эксплуатационных возможностей гидромеханической передачи с двухтурбинным гидротрансформатором возможно использовать уже имеющийся в конструкции гидротрансформатора суммирующий механизм для реверсирования ведомого вала передачи. При этом планетарная суммирующая передача в отличие от известных технических решений может быть выполнена с двумя однородными зубчатыми зацеплениями и положительным внутренним передаточным отношением.

Принципиальная кинематическая схема ГМП для трансмиссии самоходной машины на основе двухтурбинного гидротрансформатора представлена на рис. 1 [5].

ГМП содержит корпус 1, в котором установлен двухтурбинный гидротрансформатор 2 комплексного типа. Гидротрансформатор содержит насосное колесо 3 центробежного типа, осевое 4 и центростремительное 5 турбинные колеса соответственно. Турбинное колесо 4 соединено с валом 6, а турбинное колесо 5 – с валом 7. Вал 7 связан также с муфтой свободного хода 8. Гидротрансформатор может быть оснащён одним реактором или, как показано на схеме, двумя реакторными колёсами 10 и 11, установленными соответственно на муфтах свободного хода 11 и 12, которые в общем случае соединяются с корпусом ГМП.

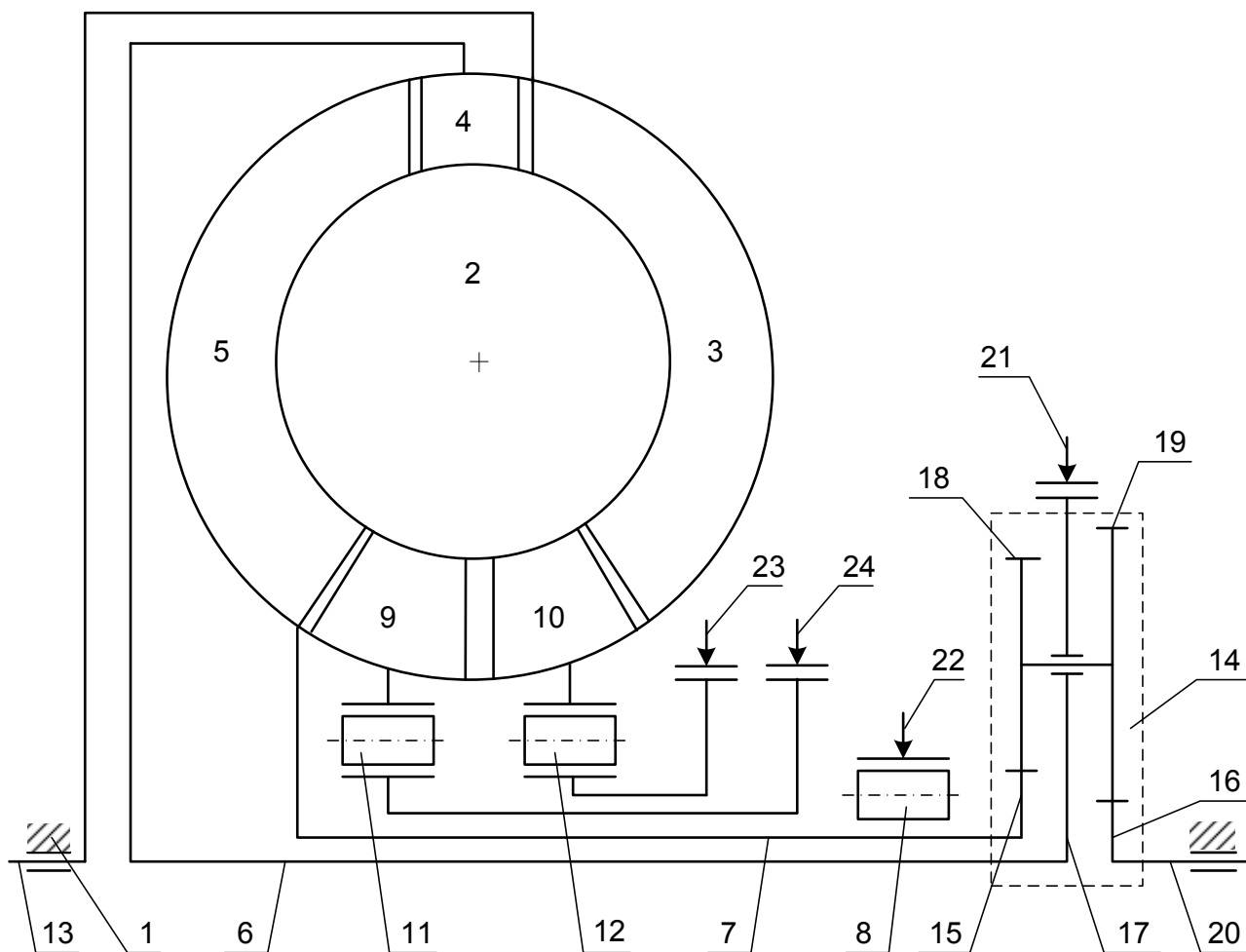


Рис. 1. Принципиальная кинематическая схема гидромеханической передачи с двухтурбинным гидротрансформатором

Насосное колесо 3 связано с ведущим валом 13 ГМП. Валы 6 и 7 соединены с трёхзвенной планетарной зубчатой передачей 14, имеющей зубчатые колёса внешнего зацепления. Планетарная передача 14 содержит центральные шестерни 15 и 16, водило 17 с сателлитами 18 и 19. Центральная шестерня 15 соединена с помощью вала 7 с центростремительным турбинным колесом 5, водило 17 соединено с осевым турбинным колесом 4 с помощью вала 6, центральная шестерня 16 соединена с выходным (ведомым) валом 20 ГМП. Для основного управления гидромеханической передачей предназначены два тормоза: тормоз 21 – для останова водила 17 и тормоз 22 – для блокирования с корпусом наружной обоймы муфты свободного хода 8. Наличие тормозов 23 и 24 определяется конструкцией гидротрансформатора: при их отсутствии муфты свободного хода 11 и 12 жёстко устанавливаются в корпусе ГМП.

Планетарная передача 14 может быть выполнена также с двумя внутренними зацеплениями или с парными сателлитами, тормоза 21 и 22 могут быть выполнены как в нормально замкнутом исполнении, так и в нормально разомкнутом.

Гидромеханическая передача работает следующим образом.

Выключенному состоянию ГМП соответствует опорожнение гидротрансформатора 2. На режиме стоянки самоходной машины с работающим двигателем оба тормоза 21 и 22 включены. Двигатель приводит во вращение входной вал 13 и насосное колесо 3, но вращающий момент на выходной вал 20 не передается, так как турбинные колеса 4 и 5 остановлены, причем последнее – с помощью муфты свободного хода 8, блокирующей вращение вала 7 в направлении, противоположном направлению вращения ведущего вала 13.

На режиме переднего хода тормоз 21 выключен, тормоз 22 включён. Приводимое от входного вала 14 насосное колесо 3 создает поток и напор рабочей жидкости, которая направляется на осевое турбинное колесо 4 и создает на нём вращающий момент, направленный в ту же сторону, в которую вращается насосное колесо 3. Благодаря этому вращающему моменту турбинное колесо 4 приходит во вращение. Далее жидкость поступает на центростремительное турбинное колесо 5. При этом при неподвижном положении колеса 5 или при сравнительно малой скорости его вращения поток жидкости создает на колесе 5 отрицательный вращающий момент, направленный в сторону, противоположную направлению вращения насосного колеса 3. Этот вращающий момент воспринимается муфтой свободного хода 8, которая останавливает вал 7. Центральная шестерня 15 неподвижна, водило 17 является ведущим звеном, центральная шестерня 16 – ведомым звеном, передающим движение на выходной вал 20.

По мере роста скорости вращения осевого турбинного колеса 4 момент на центростремительном турбинном колесе 5 меняет свой знак – становится положительным и направленным в ту же сторону, что и направление вращения насосного колеса 3. Муфта свободного хода 8 освобождает вал 7, вращающие моменты от турбинных колёс 4 и 5 суммируются планетарной передачей 14 и передаются на выходной вал 20.

При больших передаточных отношениях (0,8-0,85) гидротрансформатор переходит на режим гидромуфты вследствие установки реакторных колёс 9 и 10 на муфтах свободного хода 11 и 12. Планетарная передача 14 при этом работает в режиме динамического блокирования. С целью снижения потерь мощности на этом режиме насосное колесо 3 и турбинные колеса 4 и 5 могут блокироваться с помощью соответствующей специальной муфты (на схеме не показана), а тормоза 21 и 22 выключаться.

Одновременное включение тормозов 21 и 22 во время движения самоходной машины позволяет осуществить режим гидродинамического торможения. Вращение с выходного вала 20 через планетарный механизм 14 передаётся на турбинное колесо 5. Замедление скорости самоходной машины происходит за счет торможения турбинного колеса 5 потоком рабочей жидкости, выходящего из неподвижного турбинного колеса 4.

На режиме заднего хода включен тормоз 21, тормоз 22 выключен, водило 17 остановлено. Неподвижное турбинное колесо 4, играющее теперь роль осевого реактора, направляет поток рабочей жидкости на турбинное колесо 5, на котором возникает отрицательный вращающий момент. Так как муфта свободного хода 8 выключена, то этот момент передается центральной шестерне 15, а далее через шестерни 18, 19 и 16 на выходной вал 20.

Эксплуатационные возможности гидротрансформатора могут быть расширены за счёт оперативного регулирования его нагрузочной способности, или прозрачности. Как правило, параметры гидротрансформатора выбираются исходя из среднестатистических условий работы трансмиссии самоходной машины. Однако разнообразные условия эксплуатации самоходных машин требуют оперативного изменения прозрачности гидротрансформатора в процессе работы, что обусловлено следующими соображениями. При выборе совместной работы двигателя и гидротрансформатора возможны различные варианты совмещения их характеристик. Так, например, для получения хорошей экономичности при установившемся движении в хороших дорожных условиях целесообразно обороты входа, которые развивает двигатель и насосное колесо гидротрансформатора при полной подаче топлива и заторможенном турбинном колесе, выбрать как можно ниже. В этом случае уменьшается скольжение при работе комплексного гидротрансформатора на режиме гидромуфты и повышается коэффициент полезного действия (КПД) гидропередачи. Наоборот, для быстрого разгона и лучшего использования мощности двигателя обороты входа желательно выбирать как можно выше. Высокие значения КПД могут быть также востребованы при движении транспортной машины в неблагоприятных дорожных условиях и в условиях бездорожья.

В 1950-е гг. компания GMC предложила использовать в автомобильных гидротрансформаторах с целью регулирования оборотов входа поворотные лопатки, установленные на колесе реактора (патенты США №№ 2882684, 2910832 и др.). При использовании поворотных лопаток угол выхода рабочей жидкости из колеса реактора может изменяться в пределах от 15° до 85° . Положение лопаток реактора устанавливается, как правило, в зависимости от величины подачи топлива в двигатель: полному нажатию на педаль подачи топлива соответствует малый угол лопаток, а незначительному нажатию – установка лопаток реактора под большим углом [7, 8].

Гидротрансформаторы с поворотными лопатками реактора не получили широкого распространения в ГМП вследствие значительного усложнения конструкции. Преодолеть указанный недостаток можно путем использования лопаточной системы четырехколесных гидротрансформаторов с двумя реакторами, но при этом реакторы работают не одновременно, а раздельно друг от друга. В этом случае гидротрансформатор приобретает способность работать в двух различных режимах работы, соответствующих разным значениям оборотов входа. Лопатки одного из реакторов профилируются с малым углом выхода рабочей жидкости, а лопатки другого реактора – с большим углом выхода рабочей жидкости. Углы входа рабочей жидкости в лопатки обоих реакторов одинаковые или примерно равные. На рис. 2 представлена схема установки лопаток реакторов 9 и 10, в которой стрелки показывают направление потока рабочей жидкости. Лопатки реакторного колеса 9 имеют углы входа и выхода рабочей жидкости β_{11} и β_{12} соответственно, а лопатки реакторного колеса 10 – углы β_{21} и β_{22} соответственно.

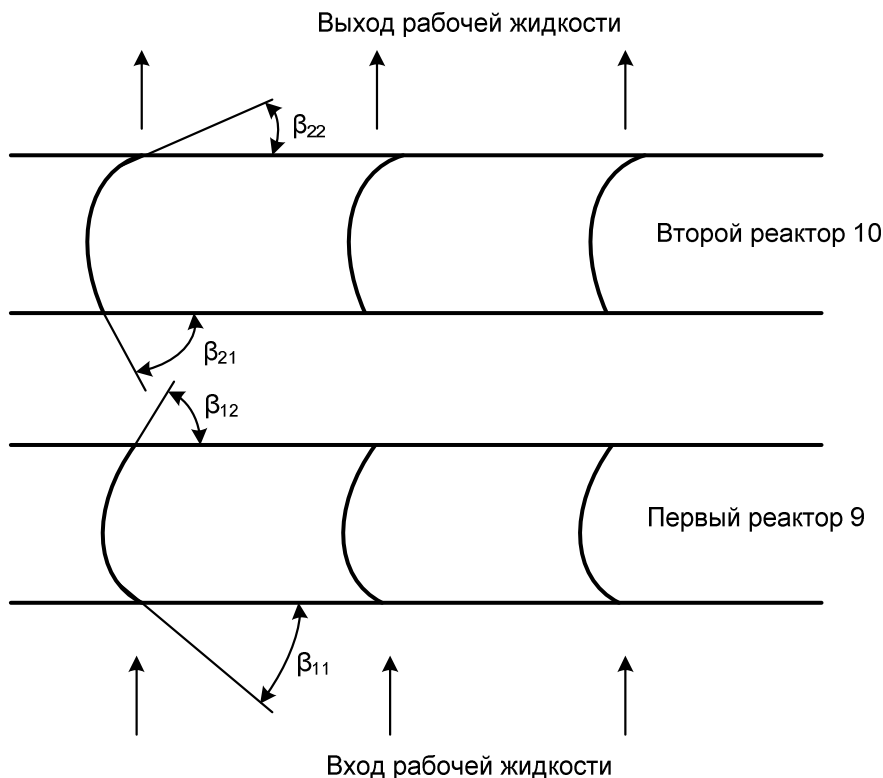


Рис. 2. Развёртка на плоскость лопаток реакторов

Таким образом, в зависимости от того, какой реактор в данный момент времени является активным, обеспечиваются различные свойства прозрачности гидротрансформатора и различные диапазоны совместной работы ГМП с двигателем. Конструкция гидротрансформатора и система управления ГМП обеспечивает в каждом режиме работы работу только одного из двух реакторов: активный реактор блокируется с корпусом ГМП, а неактивный реактор при этом вращается свободно в потоке рабочей жидкости. В результате при наличии двух реакторов гидротрансформатор работает попеременно либо с одним, либо с другим реактором [9].

На кинематической схеме рассматриваемой ГМП тормоза включения реакторов гидротрансформатора обозначены как 23 и 24. На первом режиме работы гидротрансформатора один из тормозов, например, тормоз 24 выключен; реакторное колесо 10 при отсутствии жёсткой связи с корпусом при этом будет свободно вращаться в потоке рабочей жидкости. Активный тормоз 23 в этом случае включает в работу реакторное колесо 9, и работа гидротрансформатора будет происходить в одном нагрузочном режиме. В другом случае тормоз 24 включён, а тормоз 23 выключен. Реакторное колесо 10 будет включено, а реакторное колесо 9 становится неактивным и будет свободно вращаться в потоке рабочей жидкости. В этом случае работа гидротрансформатора будет осуществляться в другом нагрузочном режиме.

Работа гидротрансформатора с переключаемыми реакторами на режиме гидромукты при любом активном реакторе обеспечивается с помощью механизмов свободного хода 11 и 12. Ручное или автоматическое управление тормозами 23 и 24 обеспечивается с помощью гидравлической системы ГМП.

Возможно также переключение реакторов только при помощи одного управляемого тормоза. В этом случае тормоз 23 заменяется жёсткой связью с корпусом ГМП. Включённое или выключенное состояние единственного тормоза 24 активирует один реактор и деактивирует другой. Активация реактора 10 и деактивация реактора 9 происходит при выключении тормоза 24. При выключении тормоза 24 происходит активация реактора 9, а деактивация реактора 10 происходит потоком рабочей жидкости, выходящей из реактора 9 и действующей на обратную сторону лопаток реактора 10, что приводит к разблокированию муфты свободного хода 12. Для осуществления такого способа переключения реакторов требуется определённое профилирование лопаток [10].

Реализация гидромеханической передачи на основе двухтурбинного гидротрансформатора и простого планетарного трёхзвенного механизма позволяет осуществить режимы переднего и заднего хода самоходной машины, а также режим динамического тормоза с помощью двух элементов управления. Такая гидромеханическая передача при сохранении высоких преобразующих свойств имеет более широкие эксплуатационные возможности и компактную конструкцию по сравнению с аналогами за счет более полного использования возможностей двухтурбинного гидротрансформатора и планетарной передачи. Оперативное регулирование прозрачности гидротрансформатора путём переключения реакторов обеспечивает два диапазона совместной работы ГМП с двигателем и адаптацию передачи к изменяющимся условиям движения самоходной машины. Кроме этого, использование в суммирующем механизме зубчатых колёс только внешнего зацепления предоставляет и определённые технологические преимущества.

Литература:

1. Косенков А.А. Устройство автоматических коробок передач и трансмиссий. – Ростов-н/Д: Феникс, 2003. 416 с.
2. Харитонов С.А. Автоматические коробки передач. – М.: ООО "Издательство Астрель": ООО "Издательство АСТ", 2003. 479 с.
3. Fischer R., Küçükay F., Jürgens G., Najork R. and Pollak B. The Automotive Transmission Book – Heidelberg, New York, Dordrecht, London: Springer, 2015. P 355.
4. Naunheimer H., Bertsche B., Ryborz J. and Novak W. Automotive Transmissions. Second Edition. – Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2011. P. 740.
5. Трушин Н.Н. Гидромеханическая передача с двухтурбинным гидротрансформатором // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях – Белгород: Изд-во БГТУ, 2017. С. 305-312.
6. Вольф. М. Гидродинамические муфты и трансформаторы: Расчёт и конструкция. – М.: Машиностроение, 1967. 320 с.
7. Мазалов Н.Д., Трусов С.М. Гидромеханические коробки передач автомобилей. – М.: Машиностроение, 1971. 296 с.

8. Nanney M. J. Light and Heavy Vehicle Technology. Forth Edition – Oxford: Elsevier, 2007. P. 671.
9. Трушин Н.Н. Регулирование нагрузочной способности автотракторного гидротрансформатора // Транспортные и транспортно-технологические системы. – Тюмень, ТИУ, 2017. С. 409-413.
10. Трушин Н.Н., Орлов А.Б. Регулируемый комплексный гидротрансформатор // Качество в производственных и социально-экономических системах. – Курск: ЗАО "Университетская книга", 2016. С. 352-355.

Hydromechanical self-propelled vehicle powertrain improvement

Trushin N.N.^{1,a}

¹Tula State University, Lenin av., 92, Tula, 300012, Russian Federation

^atrushin@tsu.tula.ru

Keywords: self-propelled vehicle, hydromechanical transmission, twin turbine torque converter, transparency control

The basic kinematic structure of a hydromechanical transmission for self-propelled vehicles and manufacturing equipment is considered. The proposed hydromechanical transmission consists of a hydrodynamic torque converter with two axial and inward-flow turbines. The transmission supports forward, reverse, and dynamic braking with a single three-link planetary gear. The torque converter designs enables transparency control with switchable reactors to match the vehicle driving conditions.

УДК 629.113.066

Определение параметров экстренного торможения автомобиля с помощью прибора Эффект-2

Витковский С.Л., Петренко М.А.

Братский государственный университет, Макаренко 40, Братск, Россия
vitsl@mail.ru, mikhail.petrenko.95@mail.ru.

Ключевые слова: тормозной путь, экстренное торможение автомобиля, время срабатывания тормозной системы, тормозные свойства автомобиля, проведение дорожных испытаний.

В соответствии с Техническим регламентом о безопасности колёсных транспортных средств тормозные системы эксплуатируемых транспортных средств должны проверяться в дорожных условиях на эффективность и устойчивость автомобиля при торможении. Требования к параметрам эффективности автомобилей с АБС такие же, как и без неё. В статье представлена методика определения параметров экстренного торможения, характеризующих процесс торможения автомобиля в данных дорожных условиях. На основе тех параметров, которые определяет прибор Эффект-2, определяется один недостающий – время срабатывания привода тормозной системы. Аппроксимирование результатов нескольких торможений на данном участке дороги даёт возможность судить о коэффициенте сцепления колеса с дорогой. Параметры аппроксимации дают возможность по начальной скорости торможения определить тормозной путь автомобиля или наоборот, что очень важно при проведении судебных автотехнических экспертиз.

Введение. Расчёты тормозного пути при экстренном торможении и порядок проведения дорожных испытаний тормозной системы автомобиля представлен в ГОСТ Р 51709-2001 [1] и в действующем с 2010 года Техническом регламенте о безопасности колёсных транспортных средств [2], утверждённом постановлением Правительства РФ № 720 от 10 сентября 2009 г. Эффективность торможения определяют тормозным путём S_T или совокупностью установившегося замедления $j_{уст}$ и временем срабатывания тормозной системы $\tau_{ср}$. Требования к параметрам эффективности при наличии АБС такие же, как и для тормозных систем без неё. Тормозной путь, конечно же, сильно зависит от условий сцепления колеса с дорогой, оцениваемых коэффициентом сцепления колеса с дорогой ϕ_x . Однако определение непосредственно этого коэффициента не даёт прямо значение установившегося замедления $j_{уст}$ [3]

$$j_{уст} = \frac{g \cdot \phi_x}{K_{\text{эу}}} \quad (1)$$

Коэффициент эксплуатационных условий $K_{\text{эу}}$ неизвестная величина. Он примерно равен единице для легковых автомобилей и примерно 1,4 для грузовых.

Цель данного исследования состоит в определении с помощью электронного прибора Эффект-2 при дорожных испытаниях параметров торможения автомобиля, связывающих воедино возможности тормозной системы, коэффициент сцепления, дорожные и погодные условия, наличие или отсутствия АБС. Это может быть необходимо при испытании автомобилей и при проведении автотехнических экспертиз, когда требуется точно определять значение тормозного пути для установления факта наличия технической возможности избежания наезда при экстренном торможении во время ДТП.

Постановка и решение задачи. Работа прибора Эффект-2 описана в [4]. Закреплённый на боковом стекле автомобиля, он позволяет определить при экстренном торможении ряд параметров, необходимых для проведения государственного технического осмотра с целью допуска автомобиля к эксплуатации по условию работоспособности тормозной системы. Поскольку его принцип действия основан на двойном интегрировании показаний датчиков продольного и поперечного ускорений, то прибор может быть использован не только для условий испытания – сухой горизонтальный асфальт, начальная скорость 40 км/час. Он даёт адекватные результаты при продольном уклоне или спуске, наличии снежного наката, мокрого асфальта, разных условий сцепления для левых и правых колёс автомобиля.

Таблица 1

Результаты измерений и расчётов

№	S_T , м	V_o , км/ч	$J_{уст2}$, м/с ²	$\tau_{ср}$, с	S_n , м	Δy , м	V_o , м/с	τ_o , с
1	38,7	54,0	3,39	0,45	26,9	0,14	15	0,285
2	41,0	57,6	3,52	0,45	30,3	1,10	16	0,13
3	15,5	34,2	3,2	0,37	12,1	0,99	9,5	-0,08
4	34,0	47,4	2,88	0,37	21,4	1,06	13,17	0,223
5	22,5	38,9	3,46	0,67	15,1	0,38	10,81	0,372
6	23,4	41,1	3,39	0,45	16,6	0,71	11,42	0,282
7	40,1	54,7	3,14	0,37	27,6	0,73	15,19	0,069
8	48,8	56,9	2,75	0,37	29,6	1,01	15,81	0,058

Как известно, одним из основных показателей тормозных свойств автомобиля является тормозной путь. Тормозной путь S_T определяется выражением [3]

$$S_T = (\tau_0 + 0,5\tau_H)V_0 + \frac{V_0^2}{2j_{уст}}, \quad (2)$$

где τ_0 – время срабатывания тормозного привода, с;

τ_H – время нарастания замедления, с;

$j_{уст}$ – установившееся замедление, м/с²;

V_0 – начальная скорость торможения, м/с.

Все параметры выражены в системе единиц СИ.

Для каждого результата торможения прибор Эффект-2 даёт значения величин S_T , τ_H , $j_{уст}$, V_0 . Однако вместо времени запаздывания тормозной системы τ_0 определяется $\tau_{ср}$ – время срабатывания тормозной системы, равное сумме τ_0 и τ_H . Из выражения (2) определяем

$$\tau_0 = \frac{2 \cdot S_T}{V_0} - \tau_{ср} - \frac{V_0}{j_{уст}} \quad (3)$$

В табл. 1 представлены результаты восьми измерений прибором Эффект-2 и результаты их обработки. Торможение производилось на дороге Братск-Видим в январе 2018 года при температуре воздуха (-33°C). Дорога асфальтирована, с несплошным снежным накатом, остатками покрытия крошкой. Тормозная система легкового автомобиля оснащена АБС, протектор покрышки колёс – зимний, с шипами. В последнем столбце таблицы определены значения времени срабатывания привода тормозной системы τ_0 . Имеется разброс, определяемый случайной ошибкой. Обработка по формулам распределения Стьюдента даёт следующие результаты:

- среднее значение $\tau_0 = 0,168$;
- коэффициент распределения Стьюдента $t_{pn} = 0,67$ при допустимой вероятности 90%;
- доверительный интервал $E_{pn} = 0,101$;
- относительная погрешность $\delta = 60,1\%$.

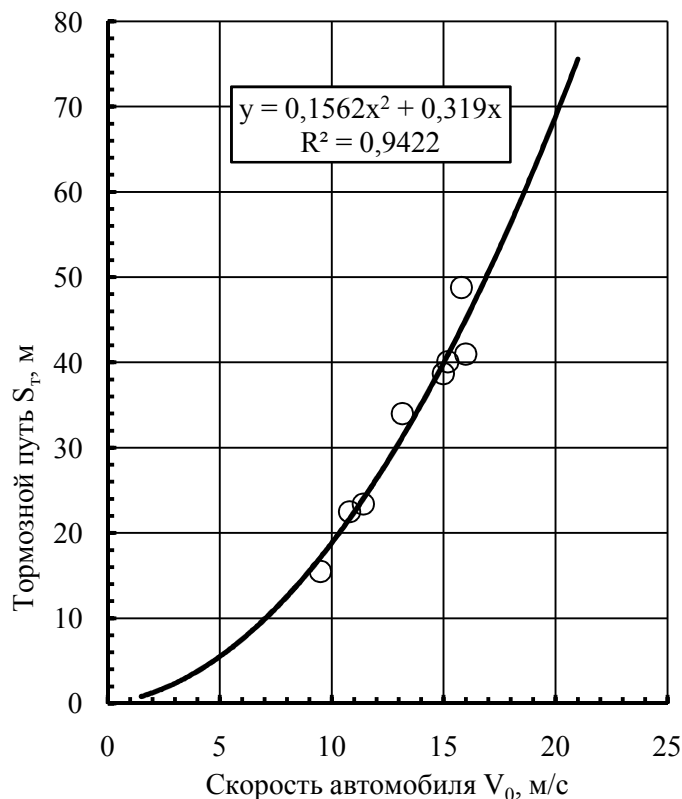


Рис. 1. Зависимость тормозного пути от начальной скорости автомобиля

На рис. 1 представлена зависимость тормозного пути S_T от начальной скорости торможения V_0 . Так как на графике скорость автомобиля отложена в м/с, то в соответствии с выражением (2) коэффициенты аппроксимирующей параболы 0,156 и 0,319 определяют время нарастания замедления $\tau_n = 0,302$ с и установившееся замедление $j_{уст} = 3,2$ м/с², что соответствует дорожным условиям и классу автомобиля.

Материал статьи позволяет сделать следующие **выводы**:

1) определено значение времени срабатывания тормозного привода автомобиля τ_0 по результатам измерения параметров торможения с помощью прибора Эффект-2;

2) показана возможность определения всех параметров торможения для любого автомобиля в любых дорожных условиях с помощью аппроксимации результатов нескольких измерений прибором Эффект-2, в том числе определения на месте ДТП тормозного пути с использованием автомобиля, аналогичного участвовавшему в ДТП.

Литература:

1. ГОСТ Р 51709-2001 «Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки». Введён постановлением Госстандарта России № 47-ст от 01.02.2001 г. 232 с.

2. Технический регламент о безопасности колёсных транспортных средств. Утверждён постановлением Правительства РФ № 720 от 10 сентября 2009 г.

3. Балакин В.Д. Экспертиза дорожно-транспортных происшествий: Учебное пособие. Омск: Изд-во СиБАДИ, 2005. 136 с.

4. Федотов А.И. Технология и организация диагностики при сервисном сопровождении: учебник для студ. учреждений высш. образования / А.И.Федотов. М.: Издательский центр «Академия», 2015. 352 с. (Сер. Бакалавриат).

5. Витковский С.Л., Тоцкий Э.С. Тормозной путь автомобиля с АБС при торможении на дороге в зимних условиях / Механики XXI века. ФГБОУ ВПО «БрГУ», 2012. – 440 с. С. 200–204.

6. Витковский С.Л. Диагностика системы питания двигателя на холостом ходу / Особенности эксплуатации автотранспортных средств в дорожно-климатических условиях Сибири и Крайнего Севера. Под общ. ред. А.И. Федотова, А.С. Потапова. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2013. – 392 с. С.285–294.

7. Витковский С.Л., Разумов Ю.А. Диагностика системы питания двигателя с использованием кривой разгона на холостом ходу. Братск: Изд-во БрГУ, 2013. – 266 с. С. 200–204.

8. Витковский С.Л., Илларионов А.П. Коэффициент снижения мощности на холостом ходу / Изд-во БрГУ, 2011. Т.2.252 с. С. 70–75.

9. Автомобильные двигатели: учебник для студ. высш. учеб. заведений [М.Г. Шатров, К.А. Морозов, И.В. Алексеев и др.]; под ред. М.Г. Шатрова. 2-ое изд., испр. М.: Издательский центр «Академия», 2011. 464 с.

10. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учебник для вузов В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. 3-е изд., перераб. И испр. М.: Высшая школа, 2007. – 479 с.: ил.

11. Дулепов Е.Г., Витковский С.Л., Кравченко Е.В. Оценка логической состоятельности утверждений ходу / Системы, методы, технологии. Братск: Изд-во БрГУ, 2013. 182 с. С. 50–53.

12. Витковский С.Л., Разумов Ю.А.. Диагностика системы питания двигателя с использованием кривой разгона на холостом ходу / Механики XXI века. XI Всероссийская научно-техническая конференция с международным участием: сборник докладов. Братск: ФГБОУ ВПО «БрГУ», 2013. 266 с. С. 200–204.

Emergency braking parameters off automobile evaluation with assistance off device Effekt-2

Vitkovsky S.L., Petrenko M.A.

Bratsk State University, 40 Makarenko st., Bratsk, 665709, Russian Federation
vitsl@mail.ru, mikhail.petrenko.95@mail.ru.

Keywords: braking distance, emergency braking off automobile , braking system time, braking efficiency, road tests performance.

In accordance with the Technical regulation on the safety of wheeled vehicles, the braking systems of vehicles in use shall be checked under road conditions for the vehicle's performance and stability during braking. Requirements for performance parameters of cars with ABS are the same as without it. The article presents a method of determining the parameters of emergency braking, characterizing the process of braking the car in these road conditions. On the basis of those parameters, which determines the instrument Effect-2, is determined by one missing – the timing of the brake system. The approximation of the results of several brakes on this section of the road makes it possible to judge the coefficient of adhesion of the wheel to the road. The parameters of the approximation can be used for the initial speed of a deceleration to determine the brake way of the car or Vice versa, which is very important when conducting judicial autotechnical examinations.

Эксплуатация и ремонт машин и оборудования

<i>Казимиренко А.А., Федоров В.С.</i> Тепловой режим гидравлического привода самоходных машин используемых в условиях низких температур.....	3
<i>Кобзов Д.Ю., Губанов В.Г., Кулаков А.Ю., Лханаг Д., Слепнева Е.А., Шалыга К.Р.</i> Средства диагностирования несущей способности гидроцилиндра.....	7
<i>Плеханов Н.Г.</i> Исследовательский стенд для определения параметров работоспособности тонкослойной масляной центрифуги.....	16
<i>Плеханов Н.Г., Федоров В.С., Плеханов Г.Н.</i> Развитие конструкторских решений импеллерных насосов.....	20
<i>Kirichenko O.P., Buglak I.A., Ivanov D.E.</i> On the adhesion of wet cohesive soils with a hard surface machines.....	24
<i>Кочергин В.И. Кутень И.А.</i> Контроль технического состояния регуляторов частоты вращения в эксплуатационных условиях.....	28
<i>Лобанов Д.В., Лобанова А.Н., Попов Е.В., Белов В.В., Мальцев Э.А.</i> К вопросу о проектировании агрегатов для перемешивания дискретных сред.....	34
<i>Чебан А.Ю., Секисов Г.В.</i> Экспериментальный стенд для резания образцов горных пород.....	40
<i>Чебан А.Ю., Секисов Г.В.</i> Расчет технической и эксплуатационной производительности карьерных комбайнов.....	44
<i>Сапегин Ю.К.</i> Подводная разработка рыхлых строительных горных пород в Приморском крае.....	48
<i>Мороз Д.Р.</i> Развитие безвзрывных технологий подготовки прочных горных пород к выемке.....	52
<i>Якименко Д.В.</i> Открытая разработка месторождений твердых полезных ископаемых в Дальневосточном регионе.....	56
<i>Абдукундузов А.В., Ефремов М.И.</i> К вопросу совершенствования конструкции виброактиватора в смесителях принудительного действия.....	60
<i>Зеньков С.А.</i> О перемещении грунта по вибрирующей поверхности рабочего органа при отрицательной температуре.....	65
<i>Хричков А.В., Подгузов Г.В., Енин А.К., Андреев Р.С., Распопова Н.Д.</i> К вопросу устранения дефектов бетонной площадки для работы тяжелой техники.....	71

<i>Карнов А.С., Шкорба А.А., Ефремов М.И.</i> Новая конструкция виброактиватора для смесителя цементобетонной смеси.....	74
<i>Плеханов Н.Г.</i> Расширение эксплуатационных свойств бульдозера путем установки навесного оборудования типа «Мульчер».....	78
<i>Файзов А.Х., Герасимов С.Н., Мамаев Л.А., Федоров В.С., Герасимов С.В.</i> Разработка методики расчета мощности привода вибрационного валкового рабочего органа.....	81
<i>Файзов А.Х., Мамаев Л.А., Герасимов С.Н., Федоров В.С., Гаджиев Ф.Ш.</i> Скольжение между поверхностью рабочего органа и заглаживаемой средой.....	87
<i>Коларж С.А., Евдокимов Н.Р.</i> Система контроля параметров функционирования путевых машин.....	93
<i>Кельм И.В., Федоров В.С., Герасимов С.Н.</i> Тенденции развития современных методов прокладки подземных инженерных сетей.....	99
<i>Минеев Д.А., Кропочев Н.А.</i> Определение времени захватывания груза радиальным грейфером при разборе завалов.....	104
<i>Д.А. Минеев</i> Бульдозер с диско-фрезерным рабочим органом.....	110
<i>Ефремов М.И.</i> Некоторые аспекты расчета виброактиваторов сильфонного типа.....	114
<i>Олейник В. С., Фигура К.Н., Мальцев Э. А., Воронович В.Н.</i> Анализ конструкций вибрационных смесительных машин.....	122
<i>Олейник В.С., Фигура К.Н., Мальцев Э.А., Воронович В.Н.</i> Обзор конструкций вибрационных смесительных машин.....	125
<i>Слонкин Н.Ю., Давтян С.М., Симахина И. А., Жмуров В.В., Голованенко Д.В., Федченков Т.С.</i> Неисправности и диагностика гидроцилиндров.....	131

Современные технологии и автоматизация в машиностроении

<i>Rychkov D.A., Afanasenko P.V., Kirichenko O.P.</i> The characteristics of the cutting tool wear under machining of polymeric composite material.....	135
<i>Богуцкий В.Б., Новоселов Ю.К., Шрон Л.Б.</i> Стабилизация волнистости при врезном шлифовании с использованием циклов управления на основе динамических моделей процесса.....	140
<i>Афанасенко П.В., Янюшкин А.Р., Селина К.Р.</i> Исследование процесса изготовления керамических изделий из порошков оксида алюминия.....	144

<i>Рычков Д.А., Смирнова Д.А.</i> К вопросу об автоматизации расчетов, связанных с проектированием технологических режимов резания материалов.....	149
<i>Недошивин И.А., Каиров Ю.О.</i> Моделирование нейронной сети и оптимизация параметров взрывчатого электроразрядного процесса шлифования.....	154
<i>Бокова Л. Г., Сергеев С.С.</i> Использование количественных показателей производственной технологичности для условий многономенклатурных систем механообработки.....	158
<i>Бокова Л. Г., Чепель И.А., Бочкарев П. Ю.</i> Формирование базы технологических знаний для производственных механообрабатывающих систем.....	165
<i>Лосев Е.Д., Свинарев А.А., Мишуров С.В., Белкина А.В., Степина А.С.</i> Автоматизация восстановления рабочего колеса братской ГЭС.....	169
<i>Губайдулина Р.Х., Петрушин С.И., Хвостенко Т.С.</i> Фрезерование титановых сплавов концевыми фрезами с волнообразными лезвиями.....	174
<i>Петрушин С.И., Коровин Г.И., Попов Е.С.</i> Преимущества волновой фрезы при обработке титанового сплава.....	179
<i>Пешихонов К.Ю., Тарапанов А.С.</i> Основы определения параметров качества спироидных зубчатых колес.....	183
<i>Тараховский А.Ю., Бабилов И.И., Тараховский А.А.</i> Классификация способов и устройств для автоматической сборки уплотнительных соединений в условиях гибкого автоматизированного производства.....	188
<i>Лосев Е.Д., Кузнецов А.М., Сурьев С.А.</i> Исследование связи засаленного слоя с поверхностью алмазного круга после затачивания безвольфрамовых твёрдых сплавов по методу двойного травления.....	192
<i>Русакова В. С., Бокова Л. Г.</i> Повышение технического уровня конструкторско-технологической подготовки производства на основе учета функциональных возможностей используемого оборудования.....	197
<i>Назарьев А.В., Бочкарёв П.Ю.</i> Формирование структуры комплекса проектных процедур для эффективного выполнения сборки высокоточных изделий и сборочных единиц.....	200
<i>Михайлов А.Н., Костенко А.В.</i> Структура функционально-ориентированного технологического процесса.....	206
<i>Канатникова П.А., Канатников Н.В., Паиментова А.С., Гуков А.А.</i> К вопросу о моделировании сил резания, возникающих в процессе механической обработки неэвольвентных зубчатых колес.....	210

<i>Михайлов А.Н., Лукичев А.В., Матвиенко С.А., Стрельник Ю.Н.</i> Реализация функционально-ориентированного подхода к финишной обработке шаровых опор на основе направленной виброрезонансной обработки.....	215
<i>Решетникова Е.П., Бочкарев П.Ю.</i> Методика назначения оптимального комплекта контрольного инструмента при технологической подготовке механообрабатывающего производства.....	221
<i>Буштрук Т. Н., Буштрук А. А.</i> Диагностика механической системы электропривода в режиме пассивного эксперимента.....	226
<i>Морозов Д.В., Ерофеева К.Р., Злобина И.В., Бекренев Н.В.</i> Технологические аспекты механической обработки изделий из полимерных композиционных материалов, армированных углеродными волокнами.....	230
<i>Бохоева Л.А., Щербаков А.О., Ипатов Д.Н., Буторин А.А., Баиров С.А., Кондратьева А.Н.</i> Создание плана здания в AutoCAD с использованием script-файла.....	234
Материаловедение, динамика и прочность машин и механизмов	
<i>Хлудов С. Я., Маркова Е.В., Чечуга О.В.</i> Экспресс – методика проектирования передней поверхности сменных многогранных пластин.....	238
<i>Нечаев Л.М., Фомичева Н.Б., Канунникова И.Ю.</i> Оценка кинетических закономерностей распространения малых усталостных трещин.....	241
<i>Горунович С.Б.</i> Прочность хомутовых опор горячих трубопроводов в пенополимерминеральной (ППМ) изоляции.....	244
<i>Гордеева Э.С., Богуцкий Б.В., Шрон Л.Б.</i> К вопросу об учете технологической наследственности при формировании свойств деталей.....	248
<i>Веремейчик А.И., Сазонов М.И.</i> Исследование тепловых и электрических характеристик выходного электрода плазмотрона при турбулентном течении газа.....	254
<i>Огар П.М., Горохов Д.Б., Федоров В.С., Кожевников А.С.</i> Влияние контактных характеристик на функционал проницаемости уплотнительного стыка.....	260
<i>Веремейчик А.И., Сазонов М.И., Хвисевич В.М.</i> Исследование процесса поверхностного плазменного азотирования пробивных пуансонов.....	269
<i>Зеньков Е.В.</i> Анализ предела прочности материала при двухосном растяжении с использованием программного комплекса MSC Marc.....	276
<i>Бохоева Л.А., Буторин А.А., Баиров С.А., Кондратьева А.Н., Ипатов Д.Н.</i> Моделирование элементов конструкции беспилотного летательного аппарата в программном комплексе SolidWorks.....	281

Конструкции, технические и эксплуатационные свойства транспортных средств

<i>Маслов Н.А.</i> Анализ конструкций погрузчиков для подземных работ.....	287
<i>Серга Г.В.</i> Транспортные средства с винтовыми двигателями.....	297
<i>Мазур В.В.</i> Экспериментальное определение момента инерции автомобильного колеса с безвоздушной шиной.....	304
<i>Лосев Е.Д., Кунев А.Д., Клецин И.А., Ревацкий А.Р., Устинов А.А.</i> Проект городского экологически чистого транспорта.....	311
<i>Мельникова Е.П., Калинин А.В.</i> Влияние количественных и качественных технико-эксплуатационных показателей на производительность специализированных транспортных средств при перевозке штучных изделий машиностроения.....	317
<i>Трушин Н.Н.</i> Совершенствование гидромеханических передач самоходных машин.....	322
<i>Витковский С.Л., Петренко М.А.</i> Определение параметров экстренного торможения автомобиля с помощью прибора Эффект-2.....	328



ИНЖЕНЕРНО-ИННОВАЦИОННЫЙ ЦЕНТР «ЭКСПЕРТ-ОЦЕНКА»

Общество с ограниченной ответственностью Инженерно-инновационный центр «Эксперт-оценка»

Предлагает услуги по независимой автоэкспертизе и оценки машин, оборудования и транспортных средств.

ИИЦ «Эксперт-оценка» имеет в своём штате дипломированных экспертов-оценщиков, состоящих в саморегулируемой организации «Российское общество оценщиков»

Наши специалисты помогут вам в решении таких вопросов как:

- Независимая автоэкспертиза для оценки ущерба при ДТП и последующего его возмещения по ОСАГО или АвтоКАСКО;
- Автоэкспертиза для возмещения ущерба после ДТП, в случае когда виновник не застрахован или ущерб превышает максимальную страховую выплату;
- Автоэкспертиза для возмещения ущерба от действий третьих лиц - после техногенных аварий и катастроф, падения строительных конструкций, деревьев, снега и пр.;
- Автоэкспертиза для определения ущерба, нанесенного автотранспортному средству в результате некачественного ремонта (при необходимости можно провести экспертизу качества ремонта);
- Расчет утраты товарной стоимости;
- Повторная автоэкспертиза, если вас не устраивает оценка страховой компании (при условии, что автомобиль/мотоцикл не был отремонтирован);
- Пересчет калькуляций других экспертных фирм (при наличии акта осмотра);
- Защита ваших интересов при проведении автоэкспертизы в страховой компании (включая представительство на осмотре);
- Оценка автомобиля для наследования, заключения договора купли-продажи, передачи в залог в качестве обеспечения кредита;
- Оценка автомобиля для постановки на баланс предприятия, списания автомобиля, вклада в уставной капитал;
- Оценка рыночной стоимости, стоимости годных остатков, утраты товарной стоимости.

Стоимость услуги зависит от сложности работы и рассчитывается индивидуально

При заключении договора о долгосрочном сотрудничестве с организациями, имеющими большой парк автомобилей предусмотрены скидки на услуги экспертов до 30%

г.Братск, ул.Макаренко-40, ФГОУ ВО «БрГУ», ауд. 3007а.

E-mail: atq@brstu.ru, sea1975@yandex.ru

веб-сайт: www.autoexpert-bratsk.ru

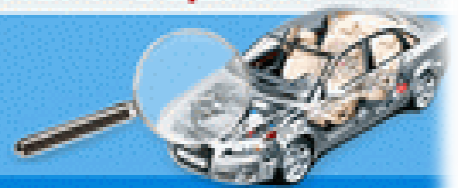
тел. 28-86-23, 8-902-769-86-23

г. Новосибирск, ул. Каменская, д. 53, офис 615

веб-сайт: www.expert-ocenka54.ru

Тел.: +7 (913) 727-79-49

ИНЖЕНЕРНО-ИННОВАЦИОННЫЙ ЦЕНТР
«ЭКСПЕРТ-ОЦЕНКА»



AUTOEXPERT-BRATSK.RU

