

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ, ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ И МЕТОДОВ ИХ ОЦЕНКИ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

С.П. Рыков, А.В. Камнев, И.О. Выходцева

Братский государственный университет

СТЕНДЫ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ НЕУПРУГОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В ЛИСТОВЫХ РЕССОРАХ

Для экспериментальной оценки неупругого сопротивления в листовых рессорах, представляемого согласно эллиптической-степенной модели [1], требуются специальные стенды, позволяющие строить опытные характеристики упругости испытуемых рессор.

Эти стенды можно условно разделить на четыре группы:

- 1) стенды, реализующие режим статического (ступенчатого) нагружения;
- 2) стенды, реализующие режим квазистатического (медленного, но непрерывного) нагружения;
- 3) стенды, реализующие режим вынужденных гармонических колебаний;
- 4) стенды, реализующие несколько режимов нагружения.

Для испытания и оценки неупругого сопротивления, а также напряженно-деформированного состояния коренного листа в рессорах легковых автомобилей на кафедре автомобильного транспорта БрГУ разработан стенд (рис. 1), реализующий режим статического нагружения.

Стенд включает силовую стойку, винтовой механизм нагружения, измерительные устройства (образцовый динамометр сжатия, линейная шкала, тензорезисторы и измеритель статических деформаций).

Поскольку построение характеристик упругости испытуемой рессоры по точкам связано с большой трудоемкостью эксперимента, а результаты отличаются низкой точностью, то такой стенд используется, в основном, в лабораторных практикумах по дисциплинам с элементами исследований.

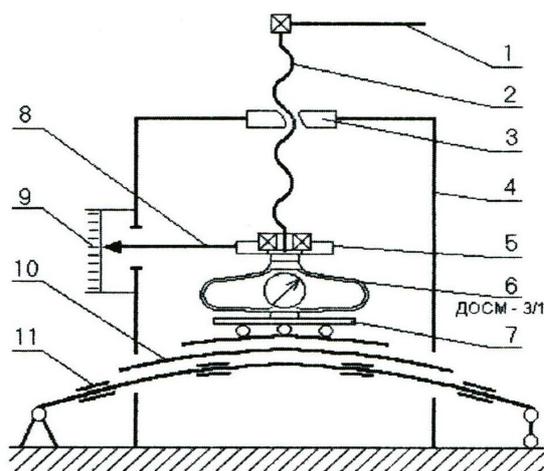


Рис. 1. Схема стенда для статических испытаний листовых рессор легковых автомобилей [2]:

- 1 - рукоятка; 2 - винт грузовой; 3 - гайка; 4 - стойка силовая; 5 - опора винта подшипниковая; 6 - динамометр сжатия ДОСМ-3/1; 7 - площадка компенсационная; 8 - фиксатор с указателем;
- 9 - шкала стрелы прогиба рессоры; 10 - испытуемая рессора; 11 - тензорезисторные датчики

К стендам, реализующим статический режим нагружения рессоры, относится стенд «Передняя подвеска грузового автомобиля», разработанный также на кафедре АТ БрГУ. Стенд (рис. 2) позволяет исследовать упруго-демпфирующие свойства многоресорных рессор грузового автомобиля путем ступенчатого построения характеристик упру-

гости. Нагружение рессор осуществляется установкой на раму стенда мерных грузов массой 250 кг каждый, а измерение прогиба - штангенрейсмасом. Монтаж и демонтаж грузов на стенд производится с помощью передвижного портального подъемника.

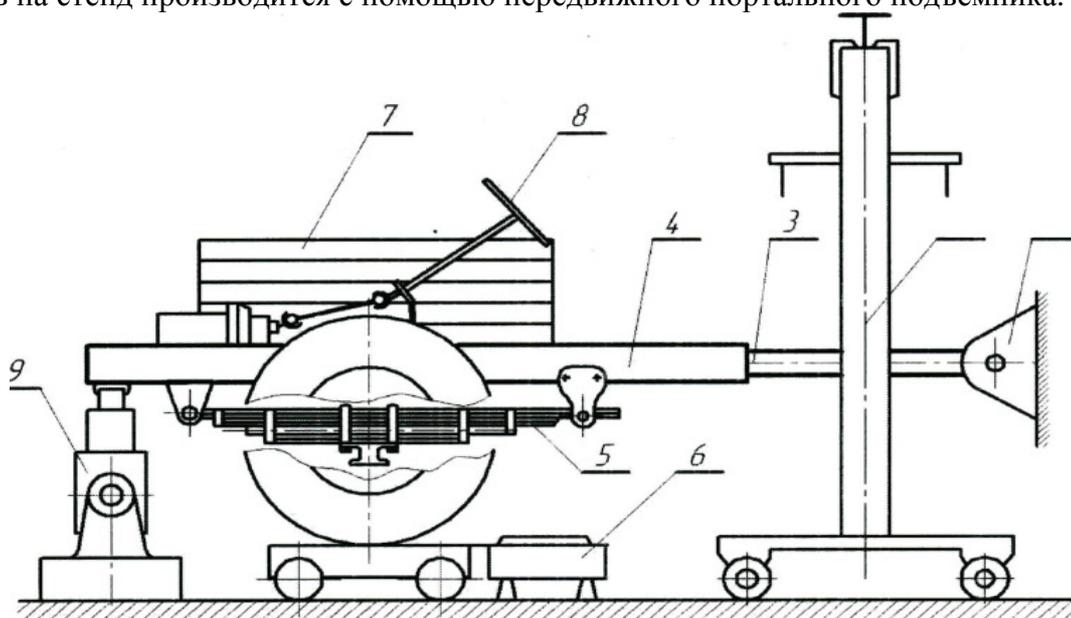


Рис. 2. Схема стенда "Передняя подвеска грузового автомобиля" [2]:

- 1 - шарнирная опора; 2 - портальный подъемник; 3 - соединительная труба; 4 - рама; 5 - испытательная рессора; 6 - подкатная платформа с датчиком сил; 7 - мерные грузы; 8 - рулевое управление; 9 - гидроподъемник-сбрасыватель

К недостаткам подобного стенда можно отнести большую трудоемкость нагружения рессор, низкую производительность эксперимента и значительную погрешность измерений. Кроме того, проблематично установить на стенд рессоры другого типоразмера. Поэтому стенд, в основном, используется в учебном процессе при выполнении лабораторных работ.

К стендам, реализующим несколько режимов нагружения, можно отнести стенд, представленный на рис. 3. Данный стенд позволяет исследовать упруго-демпфирующие свойства упругих элементов подвесок грузовых автомобилей, в т.ч. листовых рессор.

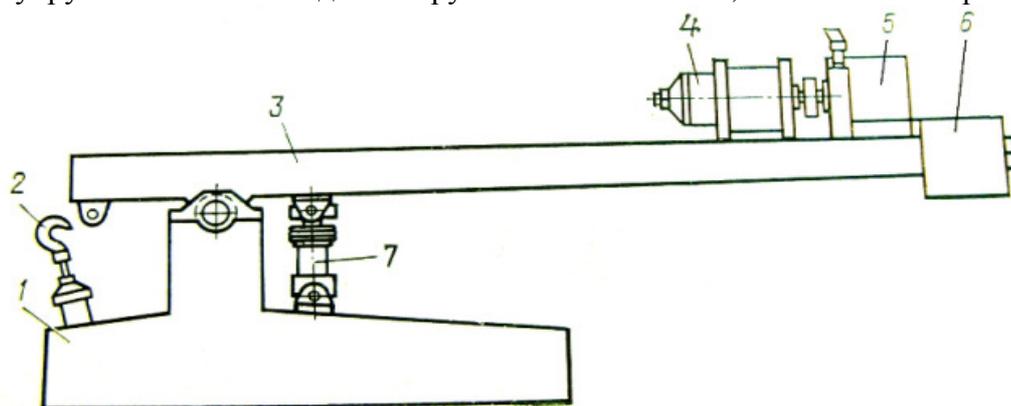


Рис. 3. Стенд для исследования систем с пневмогидравлическими упругими элементами [3]:

- 1 - силовая рама; 2 - гидравлический силовозбудитель; 3 - балка; 4 - приводной электродвигатель; 5 - вибратор; 6 - груз; 7 - испытательный упругий элемент

Гармонические колебания консольной балки на испытуемом упругом элементе возбуждаются электромеханическим вибратором, а квазистатический (или статический) режим нагружения можно осуществить, перемещая вибратор с грузами вдоль балки.

В качестве недостатков данного стенда можно отметить невозможность обеспечить эксплуатационные частоты колебаний консольной балки на испытуемом объекте, сложность замены упругого элемента на другой.

К числу универсальных стенов, позволяющих исследовать упруго-демпфирующие (упругие и неупругие) свойства различных элементов поддрессоров автомобилей, в различных режимах нагружения, относится шинный стенд ШС-77 (рис.4), разработанный на кафедре АТ БрГУ.

Применением специальных устройств и приспособлений стенд ШС-77 позволил исследовать не только пневматические шины, но и листовые рессоры легковых и малотоннажных грузовых автомобилей в режимах квазистатического и вынужденного гармонического нагружения.

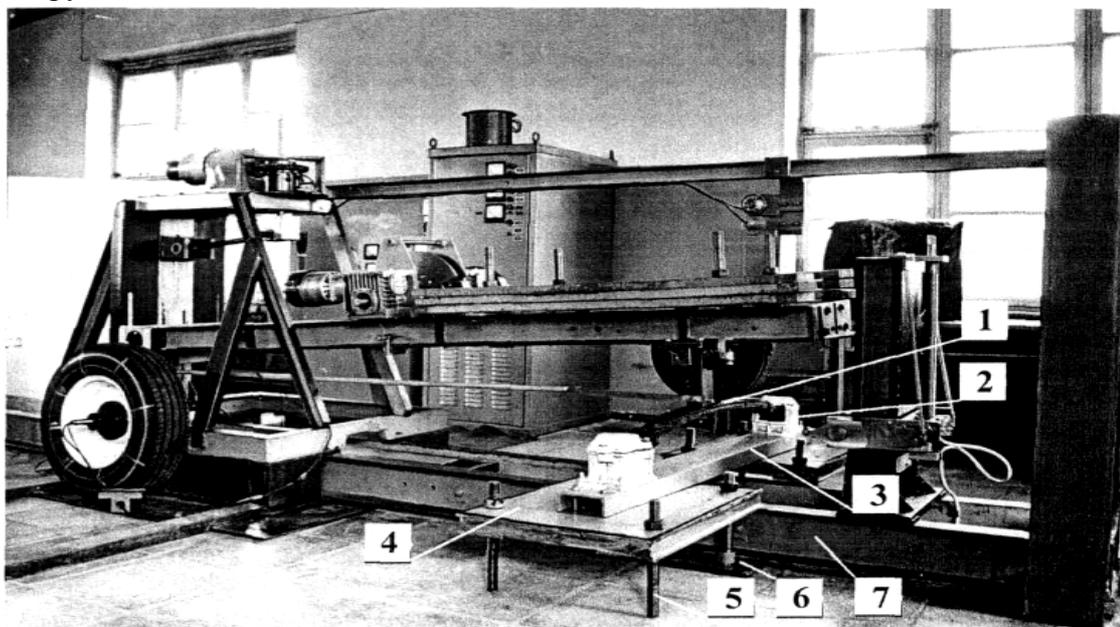


Рис. 4. Шинный стенд ШС-77 с оборудованием для испытания рессор в динамическом режиме нагружения [4]:

- 1 - испытуемая рессора; 2 - опора; 3 - швеллер; 4 - платформа; 5 – опорный винт; 6 - плита; 7 - роликовая балка

Механизмы стенов и его информационно-измерительная система позволяют строить характеристики упругости испытуемых рессор с высокой точностью и большой производительностью, используя различные регистрирующие устройства, в т.ч. персональный компьютер.

Единственный недостаток стенов заключается в невозможности реализовать частоты колебаний (нагружения) рессоры, близкие к эксплуатационным на автомобиле.

Анализ литературных источников показывает, что из всех разработанных стенов наиболее полно удовлетворяют требованиям сближения режимов нагружения рессор на стенов с режимами их нагружения на автомобиле стенов гидропульсационного типа. Такие стенов позволяют реализовать нагрузки, перемещения и частоты их изменения на объекты испытания в значительных диапазонах.

Поэтому на кафедре АТ БрГУ был разработан уникальный гидропульсационный стенд (рис. 5 и 6), позволяющий исследовать упруго-демпфирующие свойства пневматических шин, листовых рессор, амортизаторов и виброизоляторов как легковых, так и грузовых автомобилей в гармоническом режиме нагружения с частотой до 10 Гц, усилием до 30 кН и ходом поршня до 400 мм.

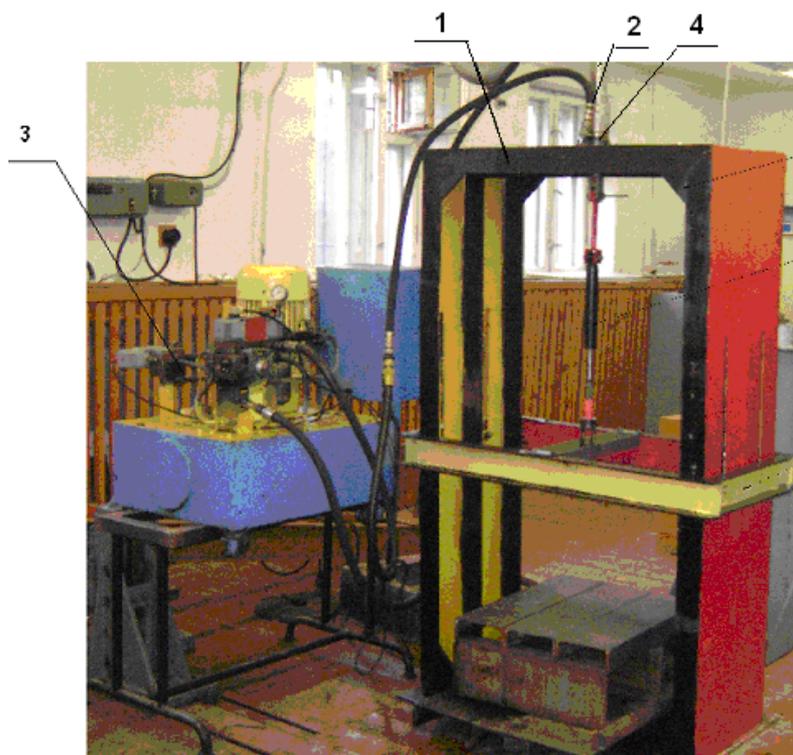


Рис. 5. Общий вид гидропульсационного стенда в комплектации для испытания гидравлических амортизаторов [5]:

- 1 - силовая стойка; 2 - гидроцилиндр; 3 - насосная станция;
4 – насадка для крепления гидроцилиндра

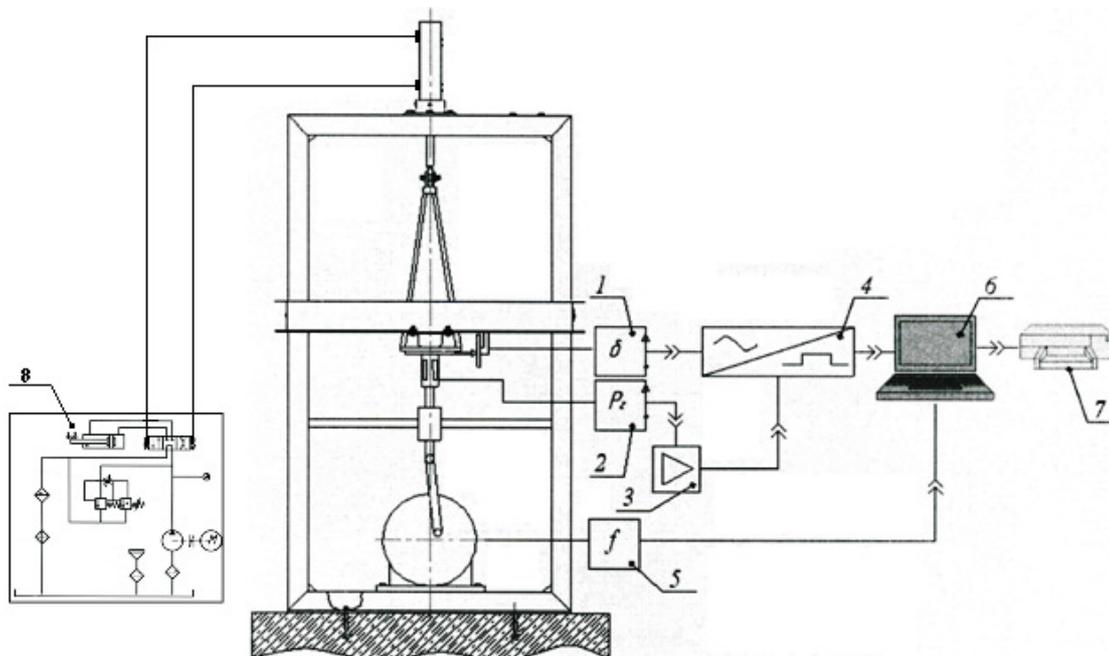


Рис. 6. Схема гидропульсационного стенда в комплектации для испытания листовых рессор [5]:

- 1 - датчик перемещения LPS-100S; 2 - датчик силы; 3 - тензоусилитель DN-10W; 4 - аналогово-цифровой преобразователь ЛА-20USB; 5 - тахометр часовой ТЧ10-Р; 6 - персональный компьютер; 7 - принтер, 8 - насосная станция

Стенд (рис. 5) состоит из силовой стойки 1, на которую монтируются приспособления и устройства для установки на стенд различных элементов подрессоривания и виброзащиты, датчиков сил и колебаний, исполнительный механизм – гидроцилиндр 2 и элек-

тромеханический вибратор. Для питания и управления гидроцилиндром служит насосная станция 3.

Измерительно-информационный комплекс (рис. 6) включает датчик сил тензометрического типа, датчик колебаний электромагнитного типа, тензоусилитель постоянного тока, аналого-цифровой преобразователь и ноутбук.

В настоящее время гидропульсационный стенд внедрен в практику научной деятельности на кафедре АТ БрГУ и на нем проводятся экспериментальные исследования в рамках магистерских и кандидатских диссертаций по научной специальности «Колесные и гусеничные машины».

Библиографический список:

1. Рыков С.П. Моделирование и оценка неупругого сопротивления в автомобильных листовых рессорах / С.П. Рыков, А.В. Камнев // Системы. Методы. Технологии. – Братск: ГОУ ВПО «БрГУ», 2010. – №1(5). – С.36-42.

2. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.03. / С.П. Рыков. НАТИ. – М.: 2005. – 430с.

3. Петренко А.М., Гуров М.М. Стенд для исследования систем с пневмогидравлическими упругими элементами // Автомобильная промышленность, М., 1981. – №5. – С.22-23.

4. Рыков С.П. Экспериментальные исследования поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин. Испытательный комплекс, методики проведения экспериментов и обработки результатов: Монография. – Братск: БрГУ, 2004. – 322с.

5. Рыков С.П. Гидропульсационный стенд – универсальный комплекс для испытания и диагностики пневматических шин и элементов поддресоривания автомобилей / С.П. Рыков, А.В. Камнев // Проблемы диагностики и эксплуатации автомобильного транспорта: материалы III Международной научно-практической конференции. – Иркутск: Изд-во ИргТУ, 2011. – С. 164-169.

С.П. Рыков, А.В. Камнев, И.О. Выходцева

Братский государственный университет

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ НЕУПРУГОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ В АВТОМОБИЛЬНЫХ ЛИСТОВЫХ РЕССОРАХ

Листовая рессора в подвеске автомобиля выполняет функции упругого и диссипативного элементов, поэтому от точности ее моделирования будет в значительной степени определяться сходимость результатов расчетов колебаний и плавности хода автомобиля к данным натурных испытаний.

В большинстве исследований по плавности хода и вибронегруженности автомобилей листовую рессору моделируют как упругий элемент, параллельно соединенный с элементом «сухого» трения, что далеко не в полной мере отражает сложный характер сил трения в рессоре и служит источником ошибок, особенно при малом уровне ее деформации. Выражение для демпфирующей силы в такой модели рессоры имеет вид

$$R = -R_0 \operatorname{sign} \dot{x}$$

где $R_0 = \text{const}$; \dot{x} - скорость перемещения (прогиба) рессоры; $\operatorname{sign} \dot{x}$ - функция "знак \dot{x} ".

Известны и другие модели неупругого сопротивления в листовой рессоре [1], но они либо сложны и неудобны для практического использования, либо не отражают наиболее важных сторон процесса диссипации энергии колебаний при деформировании рессоры и также могут вносить погрешности в расчеты колебаний автомобиля.

К числу наиболее удачных с точки зрения доступности и удобства использования при численном моделировании колебаний динамических систем, эквивалентных подвеске или автомобилю в целом, можно отнести модели листовой рессоры, предложенные в статьях [2] и [3].

В первой статье принято допущение о независимости силы трения от скорости относительного движения контактирующих поверхностей рессоры, а демпфирующая сила аппроксимирована следующим выражением:

$$R = \begin{cases} (kx - R_0)Z(\dot{x}) & \text{при } x < 0, \\ -R_0Z(\dot{x}) & \text{при } x \geq 0. \end{cases}$$

где k - коэффициент, имеющий ту же размерность, что и жесткость C_p упругого элемента; x , \dot{x} - соответственно деформация и скорость деформации рессоры при колебании подвешенной на ней массы; R_0 - величина силы трения при $x=0$; $Z(\dot{x})$ - функция Кронекера:

$$Z(\dot{x}) = \begin{cases} +1 & \text{при } \dot{x} > 0, \\ [-1, +1] & \text{при } \dot{x} = 0, \\ -1 & \text{при } \dot{x} < 0. \end{cases}$$

Использование подобной модели при исследовании свободных колебаний легкового автомобиля показало, что результаты расчетов близки к экспериментальным данным, если сравнивать интенсивность затухания рассматриваемых колебаний.

В статье [3] модель листовой рессоры строится путем аппроксимации характеристики упругости и полуциклов деформации более простыми кривыми.

Установлены следующие особенности процесса циклического деформирования рессоры: 1) все циклы считаются замкнутыми, т.е. значения силы P_p , воспринимаемой рессорой, в момент начала цикла и его конца будут одинаковы;

2) после замыкания какого-либо цикла процесс деформирования рессоры протекает так, как будто бы замкнувшегося цикла не было вообще;

3) текущее значение силы $P_p(x)$, воспринимаемой рессорой, в пределах данного полуцикла зависит только от ее деформации x , координаты x_i точки начала полуцикла и значения силы P_i в этой точке;

4) чем больше амплитуда цикла деформации рессоры, тем большее число зон трения разблокируется.

Исходя из указанных особенностей, автор статьи предлагает следующую математическую модель листовой рессоры в составе подвески:

$$P_p = P_i + C_{1,2}(x - x_i) - F_i \left[k_1 \exp\left(-\frac{a_1}{F_i}|x - x_i|\right) + k_2 \exp\left(-\frac{a_2}{F_i}|x - x_i|\right) - 1 \right] \text{sign } \dot{x},$$

где $k_1 + k_2 = 1$; $a_1 > a_2 > 0$ - коэффициенты экспонент, с помощью которых описывается изменение P_p в результате разблокирования рессоры; $C_{1,2}$ - коэффициенты жесткости рессоры на ветви нагрузки и разгрузки внешней характеристики упругости; F_i - ширина петли гистерезиса при $x = x_i$.

Эта модель достаточно часто используется при компьютерном моделировании работы листовой рессоры в составе подвески автомобиля. Например, схожая модель внедрена в программную систему FRUND автозавода АМО ЗИЛ.

Между тем, анализ экспериментальных характеристик упругости листовых рессор, построенных как в режиме квазистатического (рис. 1), так и динамического (рис. 2) нагружения для рессор различного конструктивного исполнения, дает основание сделать следующие выводы:

1) нелинейность упругой силы, развиваемой рессорой и графически отображаемой средней линией характеристик, можно считать несущественной. Причем для рессоры линейный закон изменения упругой силы в функции от ее прогиба проявляется более очевидно, чем для пневматической шины;

2) сила неупругого сопротивления в рессоре, определяемая расстоянием по вертикали между линиями нагрузки или разгрузки и средней линией характеристик, является в общем случае нелинейной. Однако степень проявления этой нелинейности разная на разных участках характеристик упругости и для характеристик, построенных в различных

режимах нагружения рессоры. Так для квазистатического режима нагружения нелинейность характеристик существенно проявляется только в верхней части, обеспечивая их замкнутость; на остальной части ширина петли практически остается неизменной. Кроме того, в нижней части характеристик наблюдается зона нечувствительности, связанная с блокированием листов рессоры силами трения. Для динамического режима нагружения сила неупругого сопротивления является нелинейной во всем диапазоне деформаций, в т.ч. на начальном, где зона нечувствительности уже не наблюдается. По своему внешнему виду динамические характеристики упругости рессор очень схожи с динамическими характеристиками нормальной жесткости шин;

3) наиболее полно отражает нелинейности и особенности формы кривых нагрузки и разгрузки экспериментальных характеристик (особенно тех, которые построены в динамическом режиме нагружения) линия эллипса с большим эксцентриситетом, повернутого относительно осей нагрузки и прогиба рессоры на некоторый угол;

4) с увеличением размаха нагрузки и, следовательно, максимального прогиба рессоры возрастает ширина петли характеристик, т.е. максимальное значение силы неупругого сопротивления, но с нелинейным соотношением с прогибом.

Исходя из этого анализа и опираясь на успешно апробированную модель поглощающей способности пневматической шины [4], будем строить модель неупругого сопротивления в листовой рессоре согласно следующим допущениям [5]:

1) средняя линия характеристики, отражающая упругие свойства рессоры, должна изменяться по линейному закону в зависимости от нормального прогиба;

2) силы неупругого сопротивления при ходе нагружения и ходе разгрузки рессоры предполагаются равными;

3) сопряженные диаметры аппроксимирующего эллипса должны быть совмещены с осью, параллельной оси нагрузок, и средней линией характеристики;

4) размах аппроксимирующего эллипса должен соответствовать максимальному прогибу рессоры на существенно важной части характеристики – ветви нагружения, которая расположена выше номинального уровня нагрузки;

5) амплитудные значения силы неупругого сопротивления и прогиба рессоры связаны между собой нелинейной зависимостью, которая в самом общем виде может быть представлена степенной функцией.

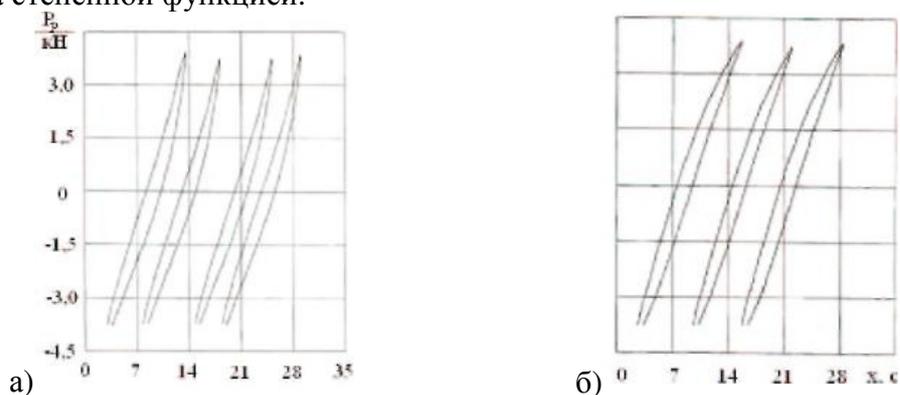


Рис. 1. Характеристики упругости листовых рессор, построенные в режиме квазистатического нагружения:

- а – передняя рессора автомобиля ГАЗ-53 с меньшим числом коренных листов, новая, смазанная; б – задняя рессора автомобиля ГАЗ-24 с упруго-вязкими слоями 1) P_p – вертикальная нагрузка на рессору; x – прогиб рессоры

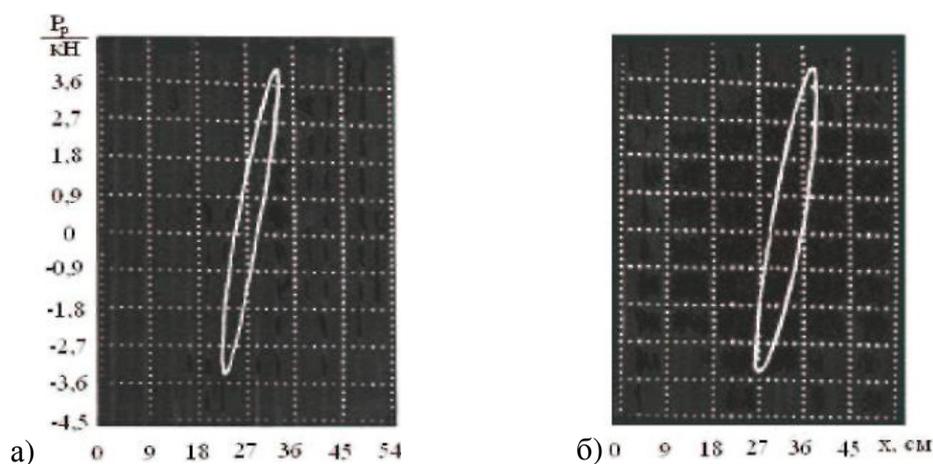


Рис. 2. Характеристики упругости листовых рессор, построенные в режиме динамического нагружения:

- а – передняя рессора автомобиля ГАЗ-53 с меньшим числом коренных листов, новая, смазанная;
 б – задняя рессора автомобиля ГАЗ-24 с упруго-вязкими слоями

Все вышесказанное позволяет применить теоретические положения эллиптической модели поглощающей способности пневматических шин, разработанной и апробированной в трудах [4, 5], для математического описания силы неупругого сопротивления и в листовых рессорах.

Тогда аналитическую аппроксимацию экспериментальной характеристики упругости рессоры можно представить уравнением эллипса вида:

$$F_p = \pm F_{pa} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{X}\right)^2}, \quad (1)$$

где F_{pa} , X – амплитудные значения силы неупругого сопротивления и прогиба рессоры; F_p , x – соответственно, текущие значения этих параметров.

С учетом предварительных результатов обработки характеристик упругости ряда рессор (в т. ч. по данным других исследований [1]) зависимость амплитудных значений силы неупругого сопротивления в рессоре от размахов ее деформации представим степенной функцией вида:

$$F_{pa} = H_p X^m, \quad (2)$$

где H_p , m – коэффициенты, выражающие степень проявления силы неупругого сопротивления в рессоре.

Уравнения (1) и (2) можно объединить в одно и выразить текущее значение силы неупругого сопротивления в рессоре как функцию амплитудного X и текущего x значений прогиба рессоры за цикл «нагрузка-разгрузка»:

$$F_p = \pm H_p X^m \sqrt{1 - \left(\frac{x}{X}\right)^2}, \quad (3)$$

Здесь также следует подчеркнуть, что в уравнении (3) при сохранении формы характеристики упругости в виде эллипса сила неупругого сопротивления определяется постоянными H_p и m , не зависящими от нагрузок и деформаций. Для листовой рессоры конкретного конструктивного исполнения и в соответствующем эксплуатационном состоянии величины H_p и m остаются неизменными при любых размахах цикла нагружения. Это следует из принятых допущений для их определения, вытекающих из совпадения эллиптических аппроксимаций с экспериментальными характеристиками упругости.

Таким образом, уравнение эллипса (1) и уравнение степенной функции (2), или их аналог – уравнение (3), составляют математическое описание так называемой эллиптической-степенной модели неупругого сопротивления в листовой рессоре. А коэффициент

пропорциональности H_p и показатель степени m являются параметрами модели и выражают степень проявления поглощающих свойств рессоры.

Поскольку эллиптически-степенная модель неупругого сопротивления в рессоре описывается нелинейным уравнением (3), то ввод ее в дифференциальные уравнения движения даже простых колебательных систем автомобиля приводит к значительным вычислительным трудностям при получении решений в виде частотных характеристик. Так как нелинейности, вносимые моделью силы неупругого сопротивления, можно считать малыми, что показывают колебания реальных динамических систем испытательных стендов, то практическое решение проблемы может быть найдено путем упрощения модели с использованием методов линеаризации и энергетического баланса.

Упрощение модели ограничено выполнением двух условий. Во-первых, необходимо сохранить все оценочные параметры (H_p , m), полученные при аппроксимации характеристик упругости и отражающие суть новых представлений о неупругом сопротивлении в рессоре.

Во-вторых, математическое выражение упрощенной модели должно быть таким, чтобы при подстановке его в дифференциальные уравнения колебаний эквивалентных систем автомобиля любой сложности сохранить возможность их решения как аналитическими (в первую очередь операторными), так и численными методами.

В результате теоретических исследований получены выражения:

– эквивалентного коэффициента $\eta_{pэ}$ вязкостного трения

$$\eta_{pэ} = \frac{2H_p}{m+1} \cdot \frac{1}{X_{cm}^{1-m} p}, \quad (4)$$

– эквивалентного коэффициента $\eta'_{pэ}$ позиционного трения

$$\eta'_{pэ} = \frac{\pi H_p}{m+1} \cdot \frac{1}{X_{cm}^{1-m}}, \quad (5)$$

где X_{cm} - прогиб рессоры в статическом положении автомобиля при номинальной нагрузке; p - циклическая частота вынужденных колебаний масс на испытуемой рессоре.

Для расчетов линейных динамических систем любого порядка с помощью методов операционного исчисления, например преобразования Лапласа, целесообразно использовать эквивалентный коэффициент вязкостного сопротивления (4). В случае если колебательная система описывается нелинейными дифференциальными уравнениями, и единственный путь их решения – применение численных методов, например метода Рунге-Кутты, целесообразно использовать эквивалентный коэффициент позиционного сопротивления (5), поскольку в его выражении не фигурирует частота.

Библиографический список:

1. Дербаремдигер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. – 2-е изд., перераб. и доп.– М.: Машиностроение, 1985. – 200с.
2. Савельев В.А. Моделирование демпфирующей силы листовой рессоры // Автомобильная промышленность. – 1979. - №12. – С. 24-25
3. Воеводенко С.М. Модель листовой рессоры: Труды НАМИ, вып. 185. Стендовые и полигонные испытания автомобилей и их агрегатов. – М.: ОНТИ, 1982. – С.17-21
4. Рыков С.П. Моделирование и оценка поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески, плавности хода и поддрессоривания автомобиля: Монография. – Братск: Изд-во БрГТУ, 2004. – 124с.
5. Рыков С.П. Методы моделирования и оценки поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчетах подвески и колебаний колесных машин: дисс. ... докт. техн. наук: 05.05.03. / С.П. Рыков. НАТИ. – М.: 2005. – 430с.

МОДЕРНИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ОПОР СИЛОВОГО ГИДРОЦИЛИНДРА ПРИВОДА КОВША

Тенденция развития машиностроения, предполагающая увеличение мощностей машин, за счет повышения давления рабочей жидкости, увеличения хода штока и диаметральных размеров гидроцилиндра, приводит к увеличению действующих на него нагрузок и ведёт к снижению надёжности гидроцилиндра, главным образом к снижению его ресурса. [1, 2]. Повышение нагрузок, действующих на конструктивные элементы гидроцилиндров, привело к тому, что участились случаи их отказов из-за разрушения деталей в результате потери ими прочности. В этих условиях в число основных параметров технического состояния гидроцилиндров наряду с параметрами герметичности [3] выдвигаются параметры нагрузочной (несущей) способности.

Несущую способность гидроцилиндра принято описывать его напряженно-деформированным состоянием, которое определяется полным прогибом и напряжениями в его опасном сечении [2, 4, 5].

Напряжённо-деформированное состояние продольно-поперечно нагруженного гидроцилиндра, описывается выражениями (1) и (2) [2, 4, 5].

$$\sigma(x) = \frac{P_S}{F(x)} + \frac{M_Q(x)}{W(x)} + \left[\frac{P_S \cdot y_T(x)}{W(x)} + \frac{P_S \cdot e(x)}{W(x)} \pm \frac{M_R(x)}{W(x)} \right]. \quad (1)$$

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

$$y_T(x) = y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_Q(x) + y_R(x) + y_P(x). \quad (2)$$

В уравнении (2) $y_\alpha(x)$ - прогиб гидроцилиндра в результате наличия у него угловой несоосности его элементов; $y_\beta(x)$ - прогиб вследствие начального и возможного эксплуатационного искривления его элементов; $y_Q(x)$ - прогиб в результате поперечного нагружения; $y_P(x)$ - прогиб от действия продольного сжимающего усилия, из уравнения (3) видно, что он зависит от величины эксцентриситета $e(x)$, где $y_R(x)$ - прогиб гидроцилиндра в результате наличия силового поворота его опорных элементов.

$$y_P''(x) + k_i^2 \cdot y_P(x) = -k_i^2 [y_\alpha(x) + y_\beta(x) + y_Q(x) + e(x)]. \quad (3)$$

Значительная доля в величине прогиба и в значениях напряжений приходится на величину полного эксцентриситета приложения продольного сжимающего усилия в опорах гидроцилиндра [4 - 6]. Его величина определяется как сумма статического и кинематического эксцентриситетов [5, 6]. В процессе эксплуатации величина эксцентриситета вследствие изнашивания опорных подшипников заметно увеличивается [2, 5, 6]. Тогда как, первый увеличивается по мере выдвижения штока и уменьшается по мере приближения гидроцилиндра к вертикальному положению, второй полностью зависит только от угла поворота элементов опорных подшипников проушин [2, 5, 6].

Оценивая доли слагаемых в величине полного прогиба $y_T(x)$ (Рис. 1), отметим, что наибольшая приходится на прогиб $y_P(x)$ и составляет до 60%. Меньшие доли принадлежат прогибам $y_\alpha(x)$, $y_\beta(x)$ и $y_Q(x)$, чьё влияние, очевидно, возрастает с ростом типоразмера гидроцилиндра. При этом на долю эксцентриситета $e(x)$ в прогибе $y_P(x)$ (Рис. 1) прихо-

дится до 90%.

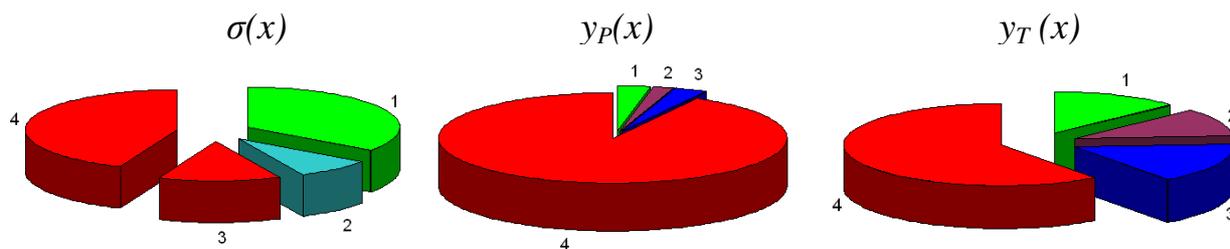


Рис. 1. Доли слагаемых выражений (1), (2) и (3) в напряжениях $\sigma(x)$, в полном прогибе $y_T(x)$ и в прогибе $y_P(x)$

Соответственно доли слагаемых в напряжения $\sigma(x)$ (Рис. 1) в опасном сечении штока приходятся на третье и четвертое слагаемые, которые соответственно косвенно и прямо связаны с эксцентриситетом $e(x)$ приложения продольного сжимающего усилия P_S в опорах гидроцилиндра и соответственно составляют 13% и 44%, что в сумме опять-таки указывает на негативное влияние эксцентриситета $e(x)$.

Отсюда видно, что уменьшение последнего, через снижение действующих нагрузок, улучшает напряжённо-деформированное состояние продольно-поперечно нагруженного гидроцилиндра и, тем самым, способствует повышению его надёжности.

Конструктивно снижение эксцентриситета $e(x)$ в зависимости от назначения, вида нагрузок, режима работы одноковшовой гидрофицированной машины может быть достигнуто следующими путями:

- смещением оси проушины на величину эксцентриситета [7];

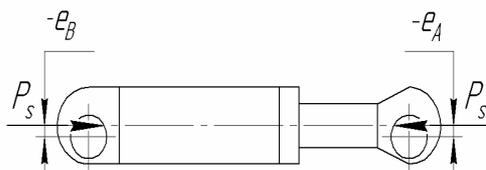


Рис. 2. Смещение оси проушин

- заменой проушины на цапфу [8];

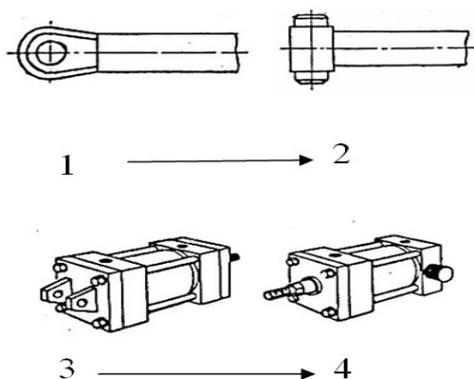


Рис. 3. Модернизация опор гидроцилиндра - и, наконец, изменением собственно конструкции привода [9, 10]

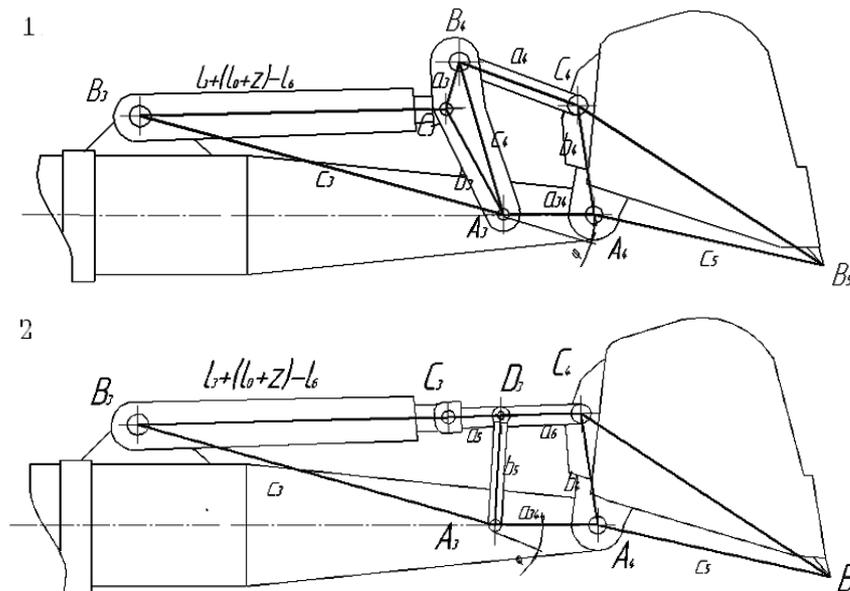


Рис. 4. Замена треугольной схемы $A_3B_3C_3$ (1) привода на четырёхугольную $A_3B_3C_3D_3$ (2)

Безусловно, для реализации перечисленных методов необходимо, достоверно описать напряжённно-деформированное состояние гидроцилиндра и исследовать механизм и причины возникновения эксцентриситета в его опорах [11, 12].

Уменьшив одним из перечисленных методов нагрузки, действующие на гидроцилиндр, можно достичь снижения интенсивности изнашивания элементов трущихся сопряжений и сократить связанных с этим количество отказов, а значит, повысить его ресурс и увеличить срок службы гидроцилиндра в целом [11, 12]. В этом случае оценка эффективности является необходимым элементом подтверждения целесообразности модернизации и правильности пути совершенствования конструкции.

Жизненный цикл гидроцилиндра с позиций его работоспособности можно представить тремя участками (Рис. 5). Первый, ограниченный напряжениями σ_0 и $[\sigma]$, характеризует участок гарантированной эксплуатации гидроцилиндра. Второй, определяемый абсциссами $[\sigma]$ и $\sigma_{ПР}$, с учётом положений общей теории надёжности является участком параметрического, условного отказа, когда использование гидроцилиндра по назначению ограничено той или иной степенью целесообразности дальнейшей эксплуатации. За границей третьего $\sigma_{ПР}$ возникает полный, часто, явный отказ [12], означающий потерю гидроцилиндром работоспособности.

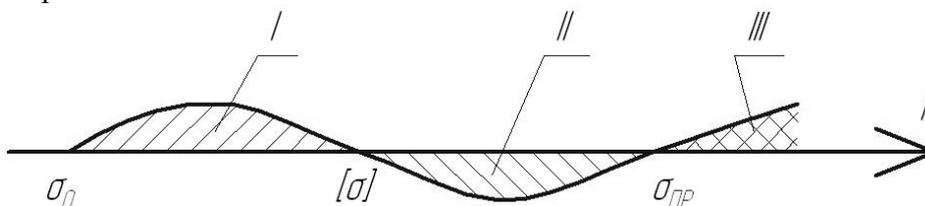


Рис. 5. Жизненный цикл гидроцилиндра по несущей способности:

I – участок гарантированной эксплуатации; II – участок условного, параметрического отказа; III – участок полного, явного отказа

Итак, в общем случае эксплуатация гидроцилиндра начинается с исходных напряжений σ_0 и продолжается, по мере роста текущих напряжений $\sigma_i(t)$, до значения $[\sigma]$, за которым дальнейшее использование возможно, но, зачастую, нецелесообразно. Дальнейшее применение гидроцилиндра сопряжено с риском возникновения полного отказа.

Отсюда, допускаемый ресурс гидроцилиндра по несущей способности целесообразно ограничивать разностью $\{[\sigma]-\sigma_0\}$. В том случае, когда известна некоторая усреднённая скорость $d\sigma_i(t)/dt$ накопления напряжений $\sigma_i(t)$, несложно установить ресурс гидроцилиндра по времени

$$T_C = \frac{\{[\sigma] - \sigma_0\}}{\frac{d\sigma_i(t)}{dt}}, \quad (4)$$

где: $\{[\sigma] - \sigma_0\}$ – ресурс гидроцилиндра по несущей способности, [МПа]; $d\sigma_i(t)/dt$ – скорость нарастания напряжений $\sigma_i(t)$ из-за накопления гидроцилиндром эксплуатационных напряжений, например, вследствие износа элементов трущихся сопряжений «шток-направляющая втулка» и «поршень-гильза», вызывающего рост прогибов $y_P(x)$, $y_T(x)$ и напряжений $\sigma_i(t)$, [МПа/м.-час].

В том случае, когда выбран тот или иной метод модернизации конструкции гидроцилиндра, способствующий уменьшению исходных напряжений σ_0 и снижению скорости $d\sigma_i(t)/dt$, несложно установить ресурс по времени гидроцилиндра любой модернизации в сравнении с существующей конструкцией:

$$T_C = \frac{\{[\sigma] - \sigma_{0C}\}}{\frac{d\sigma_{0C}(t)}{dt}}; \quad T_M = \frac{\{[\sigma] - \sigma_{0M}\}}{\frac{d\sigma_{0M}(t)}{dt}}, \quad (5)$$

где индексы «с» – существующий и «м» – модернизированный гидроцилиндр.

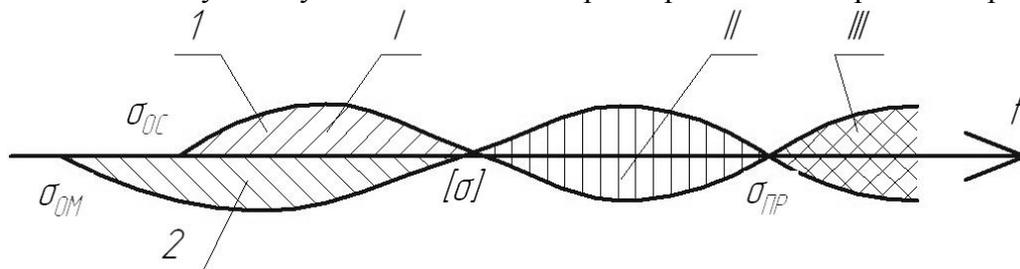


Рис. 6. Сравнительный анализ жизненных циклов существующего (1) и модернизированного (2) гидроцилиндров

Из вышеприведённых рассуждений очевидно, что ресурс модернизированного гидроцилиндра больше, чем у существующего $\{[\sigma] - \sigma_{0M}\} > \{[\sigma] - \sigma_{0C}\}$, а скорость накопления меньше, то есть $\frac{d\sigma_{0C}(t)}{dt} < \frac{d\sigma_{0M}(t)}{dt}$. Отсюда очевидно, что $T_M \gg T_C$.

Если напряжения $[\sigma]$ принять на момент возникновения необходимости проведения ТО и Р гидроцилиндра, то эффект от модернизации конструкции опор любого из гидроцилиндров ДСМ может быть представлен выражением

$$\Delta_{\text{ЭФ}} = (n_C - n_M) C_{\text{ТОиР}} = \left(\frac{T_{\text{Э}}}{T_C} - \frac{T_{\text{Э}}}{T_M} \right) C_{\text{ТОиР}}, \quad (6)$$

где $T_{\text{Э}}$ – расчётный период; $C_{\text{ТОиР}}$ – себестоимость одного ТО и Р; n_C и n_M – количество требуемых ТО и Р за расчётный период для гидроцилиндров существующего и модернизированного исполнений соответственно.

Очевидно, что количество ТО и Р для существующего гидроцилиндра больше, чем в модернизированном $n_C > n_M$ при большем ресурсе последнего и одинаковой себестоимости ТО и Р. В зависимости от назначения ДСМ, её типоразмера, режима работы и нагружения эффект может составлять от 10 до 30%, что существенно влияет на продолжительность, трудоёмкость и стоимость технического обслуживания и ремонта гидрофицированных ДСМ.

Библиографический список

1. Кобзов Д.Ю. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 1. Конструкция. Надёжность. Перспективы развития. Деп. в МАШМИР №2. сд98 от 29.09.98 г. - 59 с.
2. 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 №3552-1399 108 с.
3. Кобзов Д.Ю., Сергеев А.П., Лханаг Д. Гидроцилиндры дорожных и строительных машин. Часть 4. Герметизирующая способность. Деп. в ВИНТИ 14.07.2003 №1376-В203. - 44 с.

4. Кобзов Д.Ю., Плешивцева С.В., Трофимов А.А., Лханаг Д., Жмуров В.В. Аналитическое представление несущей способности гидроцилиндров машин. Труды Братского государственного технического университета. – Том 2. – Братск, БрГТУ, 2003. С. 47-51.

5. Кобзов Д.Ю., Тимошенко А.А. Об эксцентричном нагружении гидроцилиндра в опорах. Деп. в МАШМИР №48- сд92 от 10.12.92 г. - 23 с.

6. Кобзов Д.Ю., Жмуров В.В., Першин С.А. Аналитическое представление эксцентриситета в проушине гидроцилиндра одноковшового экскаватора. Механики XXI века. V Межрегиональная научно-техническая конференция с международным участием: Сборник докладов. – Братск; БрГУ, 2006. С. 27-31.

7 А.с. СССР № 1465640. Гидроцилиндр. Алексеенко П.Д., Кобзов Д.Ю., Адаменко П.Д., Решетников Л.Л.

8 Патент РФ № 2072455. Гидроцилиндр. Кобзов Д.Ю., Тарасов В.А., Свиридо И.В.

9 Патент РФ №2208095. Гидрофицированный привод поворота ковша одноковшовой машины. Кобзов Д.Ю., Коробка П.Л., Перевошиков Е.А., Жмуров В.В.

10 Патент РФ №2270298. Гидрофицированный привод поворота ковша одноковшовой машины. Кобзов Д.Ю., Ермашонок С.М., Жмуров В.В., Свиридо И.В.

11. Кобзов Д.Ю., Дэлэг Д., Жмуров В.В., Лханаг Д. Модернизация конструкции опор гидроцилиндра привода ковша одноковшовых гидрофицированных дорожных и строительных машин / Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. ИрГУПС. –№1(17), 2008. С. 28-33.

12. Кобзов Д.Ю., Кобзов А.Ю., Жмуров В.В. О расчёте экономической эффективности модернизации гидроцилиндров ДСМ / Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. ИрГУПС. –№3 (19), 2008. С. 26-30.

Мунхбат Тогооч, Эрдэнэбаяр Батцогт, Д.В. Воропаев

Братский государственный университет

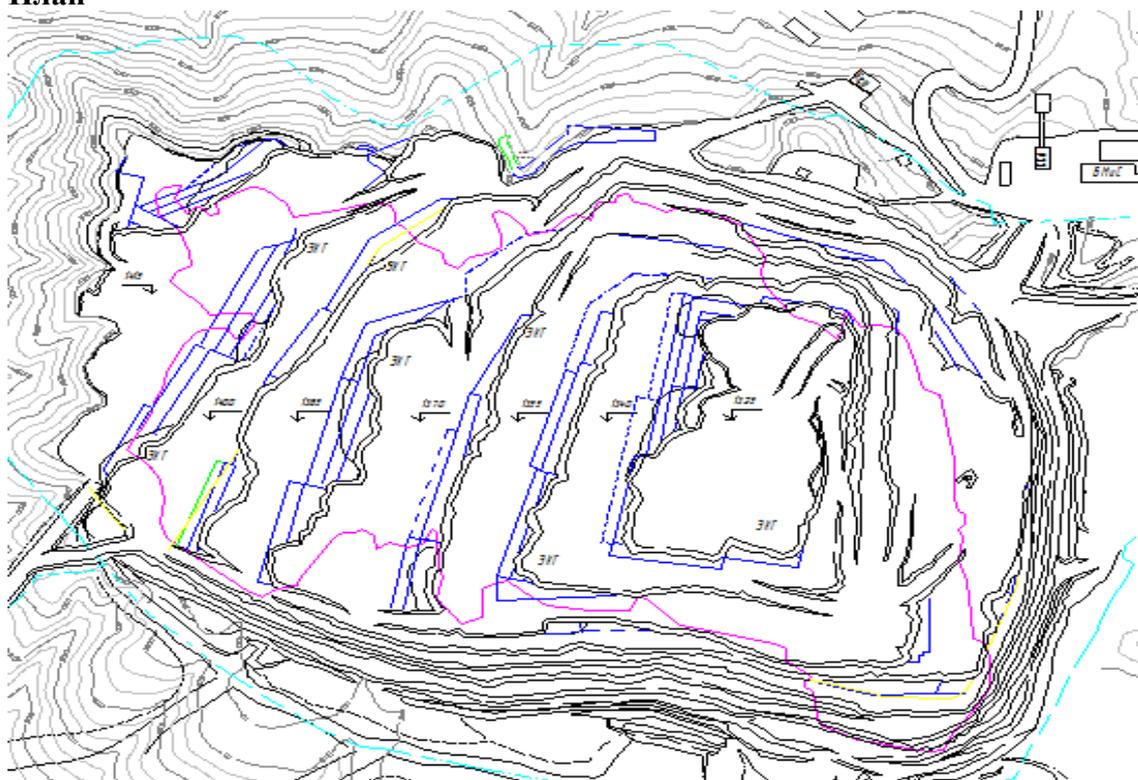
АНАЛИЗ ПРОСТОЕВ ЭКСКАВАТОРОВ НА «ПРЕДПРИЯТИЕ ЭРДЭНЭТ» (Монголия)

Монголо-Российское совместное горно-обогательное КОО "ПРЕДПРИЯТИЕ ЭРДЭНЭТ" является одним из крупнейших предприятий в Азии по добыче и обогащению меди и молибдена. Основано в 1972 году в соответствии с межправительственным соглашением двух стран на месторождении "Эрдэнэтийн овоо". Месторождение расположено в 340 км к северо-западу столицы страны г. Улан-Батора, вблизи города Эрдэнэт, в 60 км к северу от центра Булганского аймака, а также в 140 км от государственной границы РФ. Предприятие имеет железно-дорожные связи с Восточно-Сибирской железно-дорожной сетью через г. Наушки и с Китайской железнодорожной сетью через г. Эрлянь. 51% уставного капитала предприятия "Эрдэнэт" владеет Правительство Монголии, а 49% - Правительство РФ. В год перерабатывает 26 млн.тонн руды, производит 530,0 тыс.тонн медного и около 3,0 тыс.тонн молибденового концентрата.

Добыча

11 июня 1976 года был произведён первый взрыв и начаты вскрышные работы. Длина открытого рудника составляет 2,800 метров, ширина 1,600 метров, высота уступа 15 метров, ширина рабочей площадки 100 метров. Рудник открытых работ (РОР) состоит из служб: геологической, маркшейдерской, экономической, диспетчерской и участков: добычи горной массы, взрывных работ и ремонтного. Руда месторождения состоит из халькозина CuS , ковеллина CuS , халькопирита $(CuFeS_2)$, борнита (Cu_5FeS_4) , молибденита (MoS_2) , брошантита $(Cu_4SO_4(OH)_6)$, азурита $(Cu_3(CO_3)_2(OH)_2)$, брыззы $(CuAl_6(PO_4)_4(OH)_8 \cdot 4H_2O)$, пирита (FeS_2) , сфалерита (ZnS) , галенита (PbS) , теннантита $(Cu_{12}As_4S_{13})$, энаргита (Cu_3AsS_4) , тенорита (CuO) , делафоссита $(CuFeO_2)$ и других минералов. В 1997 году начали действовать мощная ремонтная база и дробильно-сортировочная установка по производству щебня. За время работы с 1976 года на руднике добыто около 440 млн.м³ горной массы.

План



Ё. Отгонсух

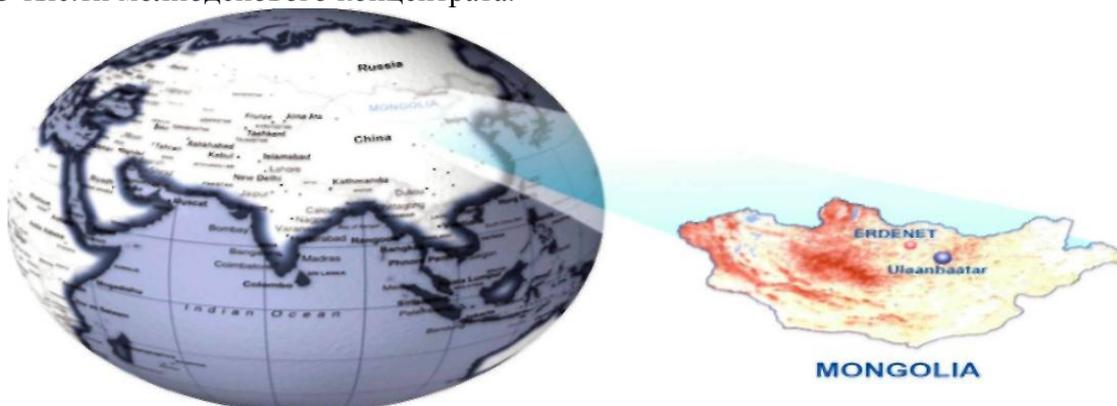
Братский государственный университет

ГОК «ЭРДЭНЭТ» И ЕГО АВТОТРАНСПОРТНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ

Монголо-Российское КОО "Предприятие Эрденэт" является одним из крупнейших предприятий в Азии по добыче и обогащению меди и молибдена.

Основано в 1978 году в соответствии с межправительственным соглашением двух стран на месторождении "Эрдэнэтийн овоо".

В год перерабатывает 26 млн.тн руды, производит около 530,0 тыс.тн медного и около 4,5 тыс.тн молибденового концентрата.



Месторождение расположено в 340 км к северо-западу столицы страны г.Улан-Батора, в 180 км западнее г.Дархана, в 60 км к северу от центра Булганского аймака, а также в 140 км от государственной границы РФ.



Автотранспортное предприятие (АТП) является одним из подразделений нашей компании, созданных в 1978 году. В среднем в году АТП транспортирует 15.0 -18.0 миллионов м³ горной массы. АТП состоит из участков технологической транспортировки, разномарочных машин и тяжелой техники. АТП, используя в технологическом транспорте добычи руды 23 самосвала БелАЗ-75131 грузоподъемностью 130 тонн, с двигателем марки Камминз, выполняет производственные плановые задания по транспортировке горных масс, кроме того, использует 22 автосамосвала БелАЗ грузоподъемностью 27-45 тонн для выполнения работ по устройству дамбы хвостового хозяйства ОФ, очистке аварийного бассейна, зарядке взрывных блоков, водоснабжению буровых установок, ремонту и поливке дорог а также использует состав из 227 единиц техники различных марок, предназначенных для транспортировки рабочих, товаров, материалов и сырья, необходимых для производства, выполнения земляных и дорожно-строительных работ.



В связи с высокой рыночной ценой резиновых шин, используемых в самосвалах большой грузоподъемности, начали внедрять с 1996 года технологию фирмы ТИП-ТОП, что позволило увеличить средний пробег шины и экономить большое количество шин в год.



В 2007 году при ремонтной мастерской разномарочных машин построены и введены в эксплуатацию центр автоматической мойки автомобилей и станция автодиагностики и обслуживания, что позволило выполнять в местных условиях работу по техническому обслуживанию и ремонту, которые выполнялись в г. Улан-Батор, а также созданы возможности для обслуживания частных лиц организации местных и получения определенной экономической эффективности. А также в

участке нестандартного оборудования гаража технологического транспорта, установлены стенд для ремонта кузова автомобилей и камера для сушки покраски кузова автомобилей, которые обслуживают автомобили предприятия, других организаций и частных лиц.

С апреля 2005 года, совместно с РОР введены в эксплуатацию и используется диспетчерская система "ВИСТ" контроля и организации маршрута, скорости, движения, расхода топлива работающих в РОР самосвалов и в дальнейшем планируется внедрение системы Автотрекер контроля маршрутов и организации самосвалов малой грузоподъемности и легковых автомобилей.

Установлены и проведены испытания дополнительного оборудования по использованию разжиженного газового топлива в автомобиле с учётом возможности дальнейшей эксплуатации, планируем внедрить в производство. На участке механической обработки изготавливаются более 300 наименований деталей, включая различные виды передач, вала, болтов, гаек, резиновых сальников, манжетов и тросса, что играет большую роль в обеспечении технической готовности автомобилей.

АТП внедрило при помощи компьютерной техники и программного обеспечения программы по учёту транспортных средств, контролю и расчёта планирования и выполнения работ по техническому обслуживанию и ремонту, пробега автомобилей, наряду с этим, путем внедрения новой техники и технологии, и на основе внутренних ресурсов, активности и инициативы работников, внедрило в производство в общей сложности более 170 нововведений, включая технологию изготовления разных видов резиновых сальников и шлангов, методом варки сырой резины в специальной форме в мастерской по ремонту шин, инструмента по проверке герметичности цилиндра двигателя, стенд для изготовления соединений газовых шлангов высокого давления и гидроаккумуляторов, стенд для разборки и сборки электродвигателя марки ЭК-590, стенд для фиксации и фрезеровки тормозной накладки.



Г.Н. Плеханов, Н.А. Дубынина, А.А. Черных, С.С. Фильчакова

Братский государственный университет

НАПРАВЛЕНИЯ КОНСТРУКТИВНОГО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ ОЧИСТКИ МАСЛА ГИДРОСИСТЕМ

Безотказность и технический ресурс гидросистем стационарных и мобильных машин, зависит, прежде всего, от эксплуатационных свойств и чистоты рабочих жидкостей. Исследования по определению фактического ресурса гидрооборудования строительных и дорожных машин позволяют установить, что основной причиной эксплуатационных отказов является абразивное изнашивание вследствие недопустимого загрязнения рабочих жидкостей гидросистем. Для гидрооборудования высокого класса точности, имеющего зазоры между подвижными деталями в пределах 5 – 24 мкм, требования к чистоте рабочих жидкостей повышаются [1, 2, 3].

Существующие конструкции машин с объёмным гидроприводом и система их технического обслуживания и ремонта полностью не исключают проникновения в систему загрязнений из внешней среды, а применяемые системы и средства очистки рабочих жидкостей не задерживают все частицы механических примесей, накопление которых в рабочей жидкости происходит в процессе работы гидросистемы.

Исследовательская деятельность по созданию средств восстановления качественных показателей масел ведётся в различных отраслях техники. Ведущие производители средств очистки масел и топлив от механических примесей и воды ведут работу по созданию устройств с различной тонкостью и производительностью очистки, которые предназначены для определённых производственных условий. Среди сравнительных характеристик устройств выделяются затраты на изготовление и техническое обслуживание, воздействие на физико-химический состав очищаемых жидкостей, грязеёмкость, энергоёмкость, срок службы и др.

Фильтрация является наиболее распространённым методом очистки и при необходимости удаления из жидкости частиц крупнее 10-15 мкм фильтры, как правило, не имеют конкурентов. Фильтрующие установки представляют собой стационарный или передвижной агрегат, снабжённый фильтром грубой очистки, насосом и фильтром тонкой очистки со сменными фильтроэлементами. Недостатками, присущими фильтроматериалам являются: трудность получения в материале большого количества стабильных по размерам капиллярных каналов малого диаметра; небольшая грязеёмкость и малый ресурс (особенно у материалов, обеспечивающих высокую тонкость очистки); малая пропускная способность и большое гидравлическое сопротивление; недостаточная прочность и пластичность; плохое восстановление свойств многих пористых сред при промывке засорившихся фильтроэлементов; миграция загрязнений и самого материала в очищаемую жидкость; высокая стоимость материалов; сложность при утилизации отработанных фильтроэлементов. С повышением качества очистки и при интенсивной эксплуатации годовые затраты на приобретение фильтроэлементов могут в несколько раз превысить стоимость самой установки.

Центробежные очистители конструктивно сложнее фильтров, больше их по габаритам и массе, имеют более высокую трудоёмкость при изготовлении, наконец, они требуют затраты энергии на вращение, которая увеличивается по мере повышения тонкости центрифугирования и вязкости жидкости. Значительные трудности возникают также с обеспечением балансировки вращающегося ротора и созданием надёжных уплотнений.

Несмотря на указанные недостатки центробежных очистителей, широко известно применение таких установок как стенды СОГ (Россия), которые обеспечивают качество очистки по высшим классам национальных стандартов. Стенды СОГ нашли применение в России, Китае, США и других странах. Разновидности СОГ эффективно используются для технического обслуживания гидросистем строительной-дорожной техники. Основным преимуществом стендов СОГ является высокая эффективность и простота конструкции.

Среди основных направлений по совершенствованию средств центробежной очистки гидравлических масел можно выделить повышение их эффективности, технологичности и снижение энергоёмкости процесса центрифугирования.

Например, для повышения эффективности работы центробежных очистительных устройств предлагается использование насадок в виде чередующихся колец (см. рис. 1) [4, 5, 6, 7].

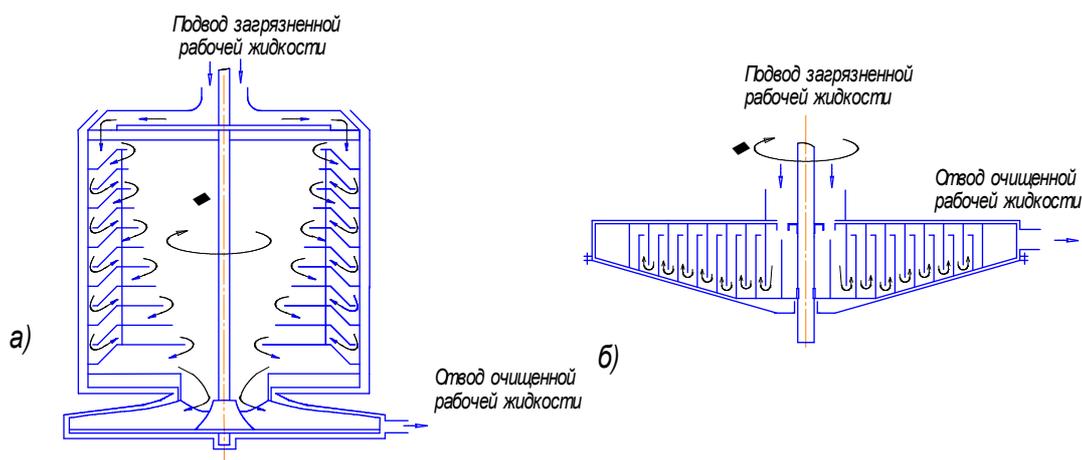


Рис. 1. Схемы работы центробежных очистительных устройств с зигзагообразными каналами:

а – с расположением колец в барабане; б – с расположением концентрических колец на дисках

В настоящее время предложена и совершенствуется конструкция центробежного насоса-центрифуги. Основным элементом насоса является ротор, разделённый на отдельные полости для осаждения частиц механических примесей.

Центробежные очистительные устройства, показанные на рис. 1б, могут использоваться в качестве центробежных насосов с возможностью очистки перекачиваемой рабочей жидкости от механических примесей. Центробежные насосы в минимальной степени подвержены износу при перекачивании загрязнённых рабочих жидкостей и создают достаточный напор для обеспечения работы очистительных устройств, а также в процессе промывки гидросистем.

Наиболее сложным техническим предложением является использование центробежного насоса в сочетании с турбинным колесом для привода насоса-центрифуги [9]. Гидродинамическое звено устройства подобно конструкции гидромолоты, в которой диаметры насосного и турбинного колес одинаковы. Для привода очистительного устройства используется насосное колесо большего диаметра, чем турбинное. Это позволяет использовать привод как мультипликатор для увеличения частоты вращения центрифуги с целью повышения эффективности ее работы.

Использование очистительных устройств с гидродинамическим приводом позволит получить ряд характерных преимуществ: увеличение долговечности, возможность автоматизации, плавность разгона ротора центрифуги, обеспечить регулирование качественных показателей процесса центрифугирования, а также синтезировать различные схемы их подключения.

На рис. 2 представлена принципиальная пневмогидравлическая схема устройства для центрифугирования гидравлических масел, в котором для обеспечения вращения центрифуги используется поток воздуха, создаваемый осевым насосом [10]. Многоступенчатый осевой воздушный насос объединён соосно с центрифугой в единый блок – блок центрифуги. При вращении ротора осевого насоса 2 поток воздуха подаётся во внутреннюю часть корпуса 1 и попадает последовательно на ступени лопаток центрифуги 7, заставляя её вращаться подобно турбине. Направляющие аппараты насоса 3 и направляющие аппараты центрифуги 6 служат для придания потоку воздуха направления необходимого для эффективной передачи энергии в следующей ступени.

Осевой насос и центрифуга, с расположенными на её корпусе лопатками, образуют пневмомеханическую систему, которая может работать как мультипликатор, если диаметр корпуса насоса больше диаметра корпуса в той его части, где расположена центрифуга. Это позволяет обеспечить большую частоту вращения центрифуги по отношению к частоте вращения насоса.

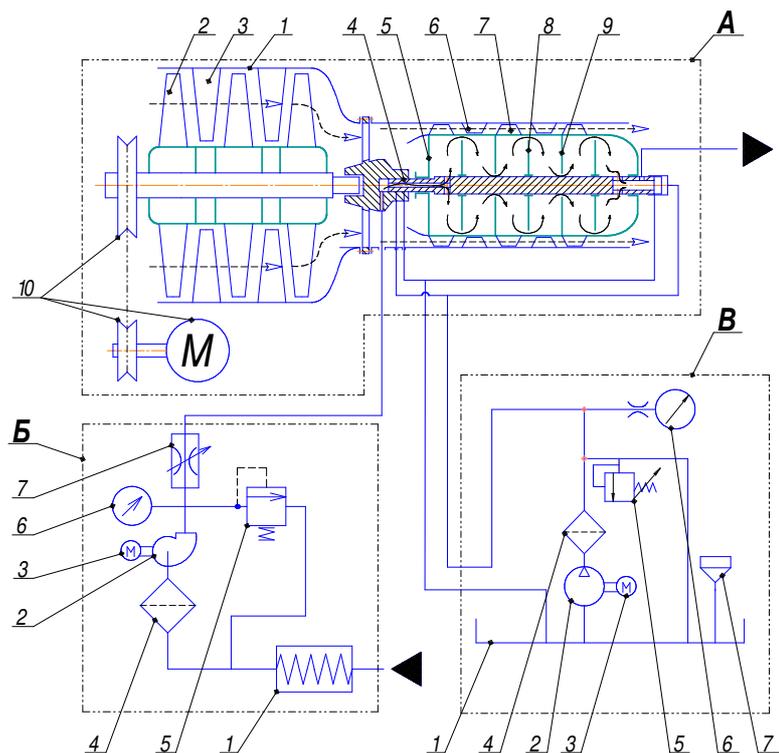


Рис. 2. Принципиальная пневмогидравлическая схема устройства для центрифугирования гидравлических масел:

- А – блок центрифуги: 1 – корпус; 2 – ротор осевого насоса; 3 – направляющий аппарат;
 4 – ось центрифуги; 5 – корпус центрифуги; 6 – направляющий аппарат центрифуги; 7 – лопатки центрифуги; 8 – диски с отверстиями по краям; 9 – диски с отверстиями в центре;
 10 – привод осевого насоса; Б – привод подачи гидравлического масла: 1 – теплообменник; 2 – насос центрифуги; 3 – электромотор; 4 – фильтр; 5 – предохранительный клапан; 6 – манометр; 7 – дроссель; В – привод системы смазки: 1 – бак; 2 – насос пластинчатый; 3 – электромотор;
 4 – фильтр; 5 – клапан предохранительный; 6 – манометр; 7 – заливная горловина

В составе устройства предлагается использовать привод подачи гидравлического масла в рабочую полость центрифуги и отдельный привод системы смазки оси центрифуги.

Для повышения эффективности удаления загрязнений из очищаемого гидравлического масла рабочая полость центрифуги разделена дисками с отверстиями по краям и дисками с отверстиями в центре, чередующимися между собой. На поток гидравлического масла, движущегося по сложной траектории между дисками, действует центробежная сила, под действием которой механические примеси будут осаждаться на внутренней поверхности центрифуги. Качество очистки увеличивается также при снижении скорости движения масла по зигзагообразной траектории через полость центрифуги. На рис. 3 представлена трёхмерная сборочная модель центрифуги.

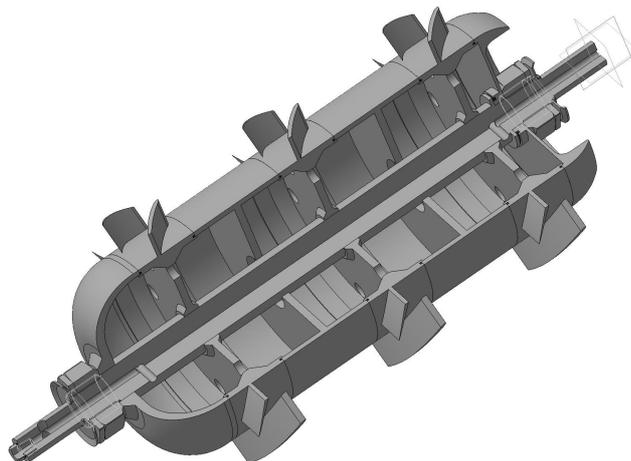


Рис. 3. Трёхмерная сборочная модель центрифуги

Основным ожидаемым преимуществом центробежных очистительных устройств с пневматическим приводом является высокая частота вращения, что позволит использовать подобные устройства для сверхтонкого центрифугирования гидравлических масел.

Библиографический список

1. Кондаков Л.А., Никитин Г.А., Прокофьев В.Н. и др. Машиностроительный гидропривод. – М.: Машиностроение, 1978. 495 с., ил.
2. Киселёв М.М. Топливо-смазочные материалы для строительных машин: Справочник. – М.: Стройиздат, 1988. – 271 с.: ил.
3. Селиверстов В.М., Иванов И.А., Водопьянов И.А. Очистка топлива на речном флоте. – М.: Транспорт, 1986, 223 с.
4. Устройство для очистки масла гидросистем. А.С. СССР №1663251, БИ №26, 1991г.
5. Устройство для очистки масла гидросистем. А.С. СССР №1765552, БИ №36, 1992 г.
6. Устройство для очистки масла гидросистем. Патент РФ №2000489. 1993 г.
7. Устройство для очистки масла гидросистем. Патент РФ №2219388. 2003 г.
8. Устройство для очистки масла гидросистем. Патент РФ №2285826. 2006 г.
9. Устройство для очистки масла гидросистем. Патент РФ № 2349801, 2009 г.
10. Устройство для очистки масла гидросистем. Патент РФ № 2435078, 2011 г.

С.П. Рыков, В.Н. Тарасюк, Е.И. Смолев

Братский государственный университет

НОВОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКИ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАЧЕНИЮ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА В ЛАБОРАТОРНЫХ УСЛОВИЯХ

Для характеристики энергетических затрат при движении автомобиля по дороге основным количественным показателем является коэффициент сопротивления качению. Шины автомобиля отвечают за 20% расходуемого топлива. Чем выше у шин сопротивление качению, тем большая мощность двигателя тратится на перемещение автомобиля. Сопротивление качению аналогично постоянному подъему автомобиля по дороге с уклоном величиной 1%. Исключить сопротивление качению невозможно, однако его можно уменьшить, если адекватно моделировать и оценивать эту характеристику.

Шина деформируется под действием нормальной к опорной поверхности составляющей нагрузки на колесо. Распределение давления по площади контактной поверхности неравномерное, оно примерно пропорционально деформации шины. Характерная эпюра давлений под неподвижным колесом показана на рис. 1, а.



Рис. 1. Эпюры давлений в зоне контакта шины с дорогой:
а-неподвижное колесо; *б*-катящееся колесо

Вследствие того, что при одинаковых прогибах в зонах увеличения и уменьшения деформации на элементы шины приходится разная нагрузка, эпюра давлений для катящегося колеса оказывается несимметричной. Поэтому равнодействующая нормальных реакций смещена вперед на расстояние a от середины контактной поверхности (рис. 1, б). За счет этого смещения создается момент относительно оси колеса

$$M_f = aR_z, \quad (1)$$

где R_z — нормальная к опорной поверхности составляющая реакции дороги.

Этот момент препятствует качению колеса, поэтому считается моментом сопротивления качению колеса. На недеформируемой поверхности момент сопротивления качению обусловлен внутренними (гистерезисными) потерями энергии на деформацию шины.

Для экспериментальной оценки коэффициента сопротивления качению автомобильного колеса разработан ряд методов [1]. Эти методы условно делятся на инерционные (метод выбега), силовые (метод буксировки) и энергетические (по расходу топлива и гистерезисным потерям). По условиям реализации методы оценки сопротивления качению можно разделить на лабораторные и дорожные.

Известен способ оценки коэффициента сопротивления качению колеса, заключающийся в измерении крутящего момента, необходимого для вращения стального барабана диаметром 170 см при качении по нему испытуемой шины. Измерение крутящего момента барабана осуществляется дважды. Вначале, когда шина лишь слегка касается барабана, а затем при полностью нагруженной шине. Вычисление разности между этими показаниями позволяет исключить потери в подшипниках и определить крутящий момент, необходимый для вращения барабана. Этот момент и определяет потери на сопротивление качению шины. Хотя для применения этого метода требуются высокоточные датчики крутящего момента, его практическая реализация не представляет затруднений при наличии как барабанного стенда, так и измерительных устройств. К недостаткам этого способа можно отнести несоответствие условий качения шины на барабанах стенда реальным условиям её работы на дороге. Это, в свою очередь, может привести к значительным погрешностям измеряемых параметров.

Для оценки сопротивления качению шин инерционным методом проводят испытания на выбег при движении автомобиля накатом. Поскольку такие испытания могут быть проведены достаточно быстро, то это позволяет исключить эффекты от изменения условий окружающей среды, характерные для длительных испытаний, например, на топливную экономичность. Метод испытаний на выбег заключается в том, что автомобиль оснащают комплектом шин, разгоняют до некоторой заданной скорости, затем отсоединяют двигатель от трансмиссии и производят замер расстояния, которое пройдет автомобиль до полной остановки. Одна из трудностей, возникающих при применении инерционных методов испытаний, состоит в том, что длина остановочного пути зависит не только от сопротивления качению шин, но и от аэродинамического сопротивления и от трения в узлах и агрегатах трансмиссии. А вычлнить потери на качение колеса из общих потерь при движении очень сложно.

Так же известен метод определения коэффициента сопротивления качению колеса с пневматической шиной, в котором силы сопротивления движению автомобиля определя-

ются при его буксировании другим автомобилем. Этот метод менее точен, чем методы лабораторных испытаний одиночных шин, однако позволяет полнее воспроизвести реальные условия эксплуатации и учесть неровности дороги. Например, при испытаниях с помощью динамометрической тележки одна или две шины устанавливаются на колеса грузовой тележки, и та буксируется автомобилем. Измеряется сила, необходимая для буксировки тележки, которая служит мерой сопротивления качению шины. Трудности применения этого метода связаны с тем, что ускорения автомобиля и неровности дороги приводят к возникновению больших усилий, существенно превышающих относительно малое усилие сопротивления качению. По этой причине применение тележек и их оснащение оборудованием сопряжено со значительными трудностями.

Одним из эффективных методов оценки сопротивления качению автомобильного колеса с пневматической шиной является энергетический метод, отражающий величину гистерезисных потерь в шине при её деформации. Метод базируется на теоретических положениях эллипческо-степенной модели (ЭСМ) поглощающей способности шины, разработанной и апробированной в трудах [2, 3].

ЭСМ строится путём математического описания экспериментальных характеристик нормальной жёсткости шины, которые в явном виде, т.е. в виде площади замкнутой петли, отражают энергию, теряемую при деформации шины от действия сил неупругого сопротивления (гистерезисные потери). Образец характеристики жесткости шины приведён на рис. 2,б.

При движении автомобиля сечения шины будут последовательно входить в зону её контакта с дорогой, деформироваться до максимального значения, а затем выходить из зоны контакта, распрямляясь. С учётом потерь на гистерезис эпюра нормальной реакции конкретного сечения шины по длине пятна контакта будет иметь вид как на рис. 2,а. Фактически это развёрнутая в нижней части характеристика жёсткости шины, поэтому для оценки сдвига нормальной реакции, а через него коэффициента сопротивления качению, необходимо определить абсциссу центра тяжести заштрихованной фигуры.

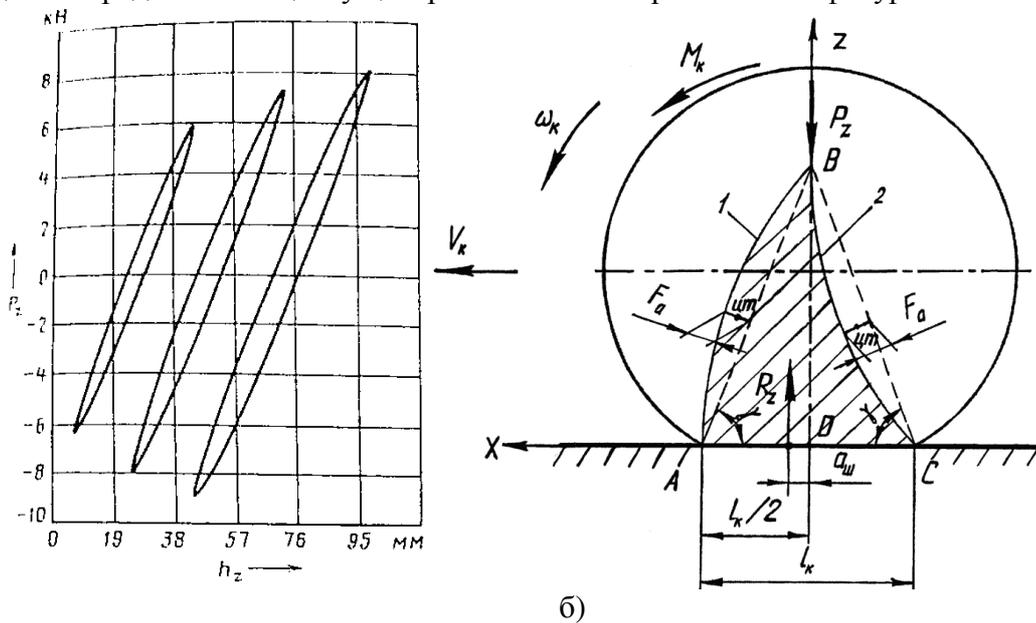


Рис. 2. Характеристики взаимодействия эластичного колеса с поверхностью дороги: а) эпюра нормальной нагрузки действующей в каждом сечении шины при прохождении его через зону контакта (заштрихованная фигура); б) характеристика нормальной жесткости шины 245/70HR16 И-241; P_z – нагрузка; h – величина прогиба шины; 1 – линия сжатия сечения шины; 2 – линия распрямления

Формула для коэффициента сопротивления качению шины выводится из математического описания эпюры уравнениями эллипческо-степенной модели поглощающей способности шины и имеет вид [4]:

$$f_c = \frac{2^{1-n} k_l H_{ш} h_{zmax}^{1+n}}{3\pi r_d P_z} \quad (2)$$

где k_l – коэффициент пропорциональности между длиной пятна контакта и нормальным прогибом шины; $H_{ш}$, n – параметры эллиптической-степенной модели (коэффициент пропорциональности и показатель степени соответственно); h_{zmax} – полный прогиб шины в радиальном направлении; r_d – динамический радиус колеса; P_z – нормальная нагрузка на колесо.

Таким образом, экспериментальная оценка сопротивления качению автомобильного колеса энергетическим методом будет заключаться в построении опытных характеристик жесткости шин в условиях стенда, но в режиме нагружения, приближенного к эксплуатационному. А для этого необходимо экспериментально подтвердить форму эпюры нормальной реакции (рис. 2,а) и определить абсциссу её центра тяжести. Для этого требуется разработать и изготовить специальное измерительное оборудование.

Экспериментальная проверка теоретической посылки о том, что коэффициент сопротивления качению колеса может быть определен по абсциссе центра тяжести фигуры, являющейся эпюрой нормальной реакции в конкретном сечении шины при прохождении его через пятно контакта, может быть реализована лишь измерением этой реакции на катящемся колесе.

На кафедре автомобильного транспорта разработано устройство [5], позволяющее строить характеристики жесткости шины для конкретного сечения на катящемся (вращающемся) колесе. В это устройство входит измерительная рамка (рис. 3) в составе двух балочек равного сопротивления 21, двух регулируемых тяг 7 и поперечной пластины 20, жестко закрепленной на протекторе шины колеса. Балочки жестко крепятся к диску (или переходному диску) 19 колеса и шарнирно связаны с тягами, а те, в свою очередь, шарнирно связаны с пластиной 20.

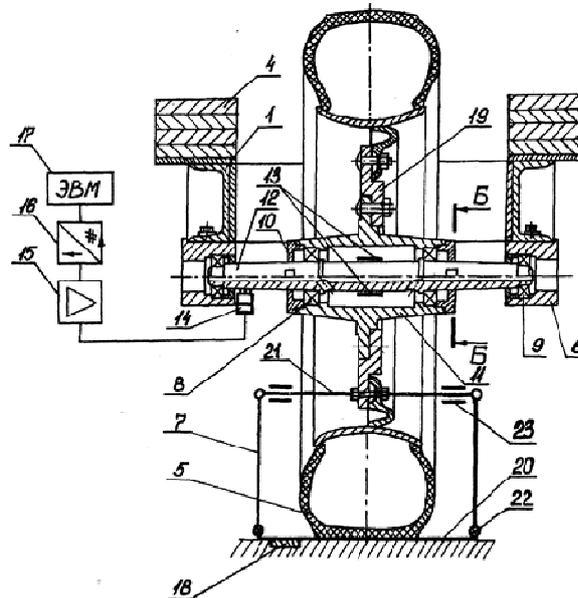


Рис. 3. Устройство для измерения радиальных усилий (деформаций) в конкретном сечении шины на вращающемся колесе

Деформация балочек равного сопротивления 21 пропорциональна прогибу шины в том сечении, где закреплена пластина 20, поэтому сигнал с тензорезисторов также будет пропорционален прогибу шины. Недостаток этого устройства, для использования при построении эпюры нормальной нагрузки, состоит в том, что измерительная рамка будет измерять не нормальные реакции в зоне контакта, а радиальные, которые следует поправлять с учётом угла наклона сечения к нормали.

Для того, чтобы измерять действительно нормальные составляющие реакции дороги в зоне контакта шины при прохождении сечения по длине контакта, необходимо измерительное звено устанавливать в опорную поверхность, а не совмещать с колесом.

Из литературных источников [6] известен датчик для измерения сил, действующих в плоскости контакта шины с дорогой, построенный на тензометрировании прогиба упругих элементов. К недостаткам такого датчика следует отнести то, что он позволяет измерить усилие (давление) в зоне контакта на определённом расстоянии по ширине отпечатка, а не по всей ширине.

Поэтому было принято решение разработать установку для измерения нормальной реакции в зоне контакта шины с дорогой, реализующей принцип обратимости движения, для лабораторных испытаний. В случае дорожных испытаний установку предполагается монтировать вглубь дорожного полотна. Измерительную часть установки предполагается построить на тензометрическом принципе и таким образом, чтобы измерялась реакция опоры по всей ширине отпечатка.

Схема измерительной части установки представлена на рис. 4, а сама установка, вместе с испытуемым колесом, смонтированным на экспериментальном полуприцепе, - на рис. 5.

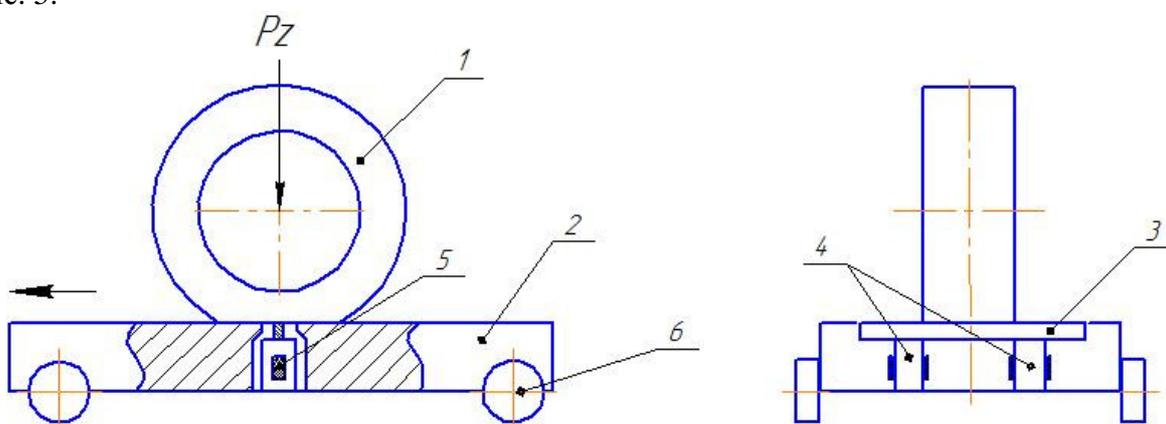


Рис. 4. Схема измерения нормальной реакции в зоне пятна контакта шины с дорогой
1- испытуемое колесо; 2- подвижная платформа; 3- промежуточный элемент;
4- чувствительные элементы; 5- тензодатчики; 6- опоры качения

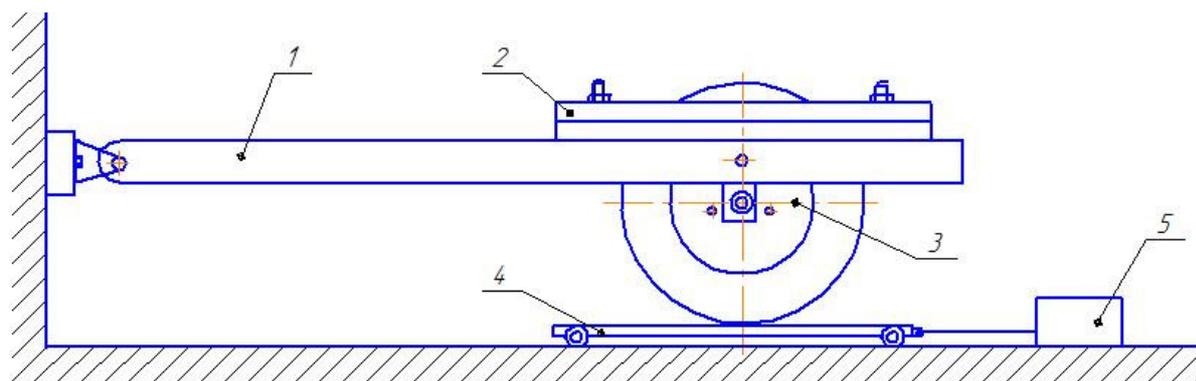


Рис. 5. Установка для проведения испытаний шин на сопротивление качению
1- рама полуприцепа; 2- груз; 3- колёсный узел; 4- подвижная платформа;
5- привод платформы

Библиографический список:

- 1 Хиллард Д., Спрингер Дж. Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями: Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1988. - 504 с.
- 2 Яценко Н.Н. Поглощающая и сглаживающая способность шин. – М.: Машиностроение, 1978. – 132 с.
- 3 Рыков С.П. Моделирование и оценка поглощающей и сглаживающей способности пневматических шин в расчётах подвески, плавности хода и поддресоривания автомобиля, - Братск: БрГУ, 2004. – 124 с.
- 4 Рыков С.П., Тарасюк В.Н. Метод оценки сопротивления качению автомобильного колеса // Автомобильная промышленность.– М.: Машиностроение, 2011.- №1.-С. 32-35.

5 Пат. RU 2199102С2 МКИ⁷ G01M17/02. Способ построения характеристик радиальной упругости шины на вращающемся колесе и устройство для его осуществления / С.П. Рыков, В.Н. Тарасюк (RU). – Оpubл. 20.02.2003г.

6 Гуслицер Р. Л. Шина и автомобиль: Монография. - М.: Научно-технический центр "НИИШП", 2007. - 283 с.

С.П. Рыков, И.А. Хозяшев, А.В. Щербаков

Братский государственный университет

ОБОРУДОВАНИЕ И ИЗМЕРИТЕЛЬНАЯ СИСТЕМА ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ НА НЕРОВНОСТИ ИМПУЛЬСНОГО ВОЗДЕЙСТВИЯ

В настоящее время разработка конструкций современных автомобилей невозможна без проведения соответствующей программы испытательных и экспериментально-исследовательских работ. В процессе разработки подвески автомобиля такие работы особенно необходимы в связи со сложностью выполняемых ею функций.

При испытаниях подвески новой или усовершенствованной модели автомобиля применяются различные виды дорожных воздействий. Среди них можно выделить воздействия при проезде автомобиля через синусоидальные и импульсные неровности. Применение синусоидальных неровностей накладывает ряд ограничений на проведение испытаний. Связано это с тем, что с повышением скорости проезда через неровность и эластичности шин, необходимая для сохранения синусоидального внешнего воздействия длина неровности непомерно возрастает. Другой существенный недостаток воздействия синусоидальных неровностей состоит в отдаленности создаваемых условий от реальности, так как неровности, очерченные синусоидальной функцией, на дорогах встречаются крайне редко.

Гораздо чаще внешнее воздействие на колеса автомобиля соответствуют ударному импульсу в контакте шины с опорной поверхностью. К преимуществам использования в экспериментальных исследованиях воздействия импульсной неровности следует отнести то, что результаты испытаний на ней подвески соответствуют наиболее простому теоретическому расчету главного показателя качества подвески- комплексной передаточной функции. В силу чего возникает потребность в разработке испытательных комплексов для оценки параметров динамических систем, включая подвеску, вновь разрабатываемых или совершенствуемых автомобилей путем построения соответствующих передаточных функций. Кроме того, испытательные комплексы могут быть использованы для диагностирования подвески реально эксплуатируемого автомобиля по характеру изменения амплитудно- частотной характеристики (АЧХ). В связи с этим на кафедре «Автомобильный транспорт» БрГУ была разработана конструкция устройства для определения параметров подвески автомобиля при импульсном (ударном) воздействии в пятне контакта шины с опорной поверхностью. Устройство получило название «неровность импульсного воздействия», схема которого представлено на рисунке 1.

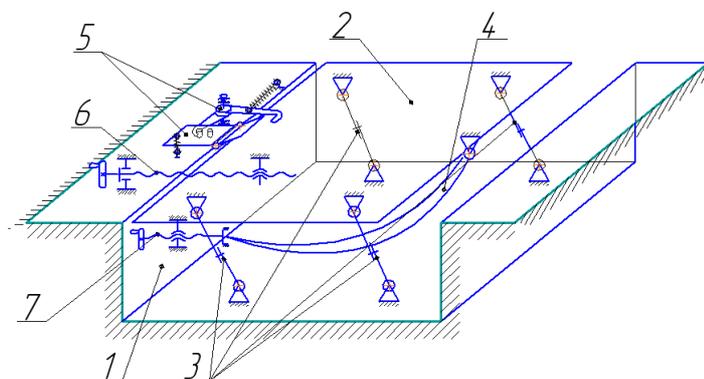


Рис. 1. Схема неровности импульсного воздействия

Конструкция неровности представляет собой силовой каркас 1, сваренный из уголков, поворотную платформу 2, изготовленную из металлической пластины, четыре опорных рычага 3, шарнирно соединенных с поворотной платформой и каркасом, упругий элемент 4, так же шарнирно связанный с поворотной платформой и каркасом, устройство взведения платформы 6, устройство для изменения жесткости упругого элемента 7 и стопорный механизм 5.

Приведение неровности в исходное положение осуществляется с помощью устройства взведения платформы 6 путем натяжения упругого элемента 4 винтом устройства. Платформа фиксируется стопором механизма 5 и винт устройства 5 выводится из зацепления с упругим элементом. Срабатывание неровности импульсного воздействия происходит после наезда колеса автомобиля на спусковую педаль механизма 5, платформа 2 освобождается, и за счет распрямления упругого элемента 4, поворачиваясь на опорных рычагах 3, создает импульс силового воздействия на катящееся по платформе колесо.

Для расширения возможностей применения данной неровности при экспериментальных исследованиях динамических характеристик автомобилей, в конструкции неровности применен ряд оригинальных конструктивных решений. В первую очередь стопорный механизм 5 двухступенчатого типа, что позволяет обеспечить независимое импульсное воздействие, как на колеса передней оси, так и колеса задней.

Обеспечена возможность регулирования длины опорных рычагов 3, что позволяет изменить величину импульса при испытании автомобилей с шинами разных размеров. Кроме того, устройство натяжения 7 для изменения жесткости упругого элемента 4 обеспечивает возможность для испытания автомобилей с различной снаряженной массой. Для испытания подвески автомобиля используются две неровности импульсного воздействия, которые монтируются в специальные колодцы, заранее устанавливаемые в дорожное полотно испытательного участка строго по колею колес автомобиля. Общий вид неровности импульсного воздействия представлен на рисунке 2.

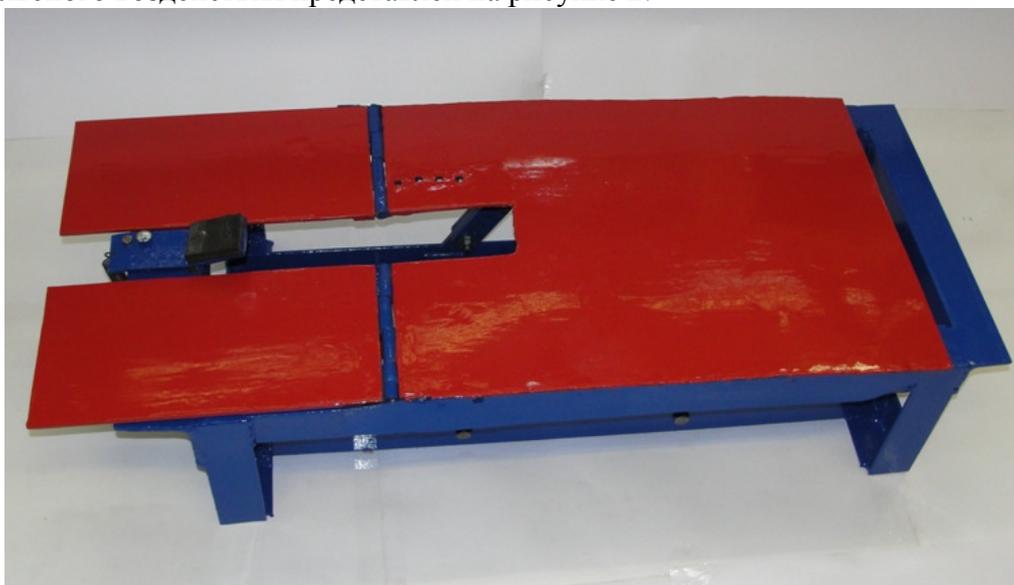


Рис. 2. Общий вид неровности импульсного воздействия

Регистрация вертикальных перемещений поддресоренных и неподдресоренных масс автомобиля при испытаниях на неровностях импульсного воздействия 6 осуществляется на цифровую видеокамеру 1, закрепленную на штативе 2, с использованием излучателей 3,4. Излучатели представляют собой светодиодные лампы с кронштейнами для крепления на кузов и колеса автомобиля. Для ориентации кривых колебаний в пространстве устанавливается прозрачный экран 5 с нанесенной на него шкалой.

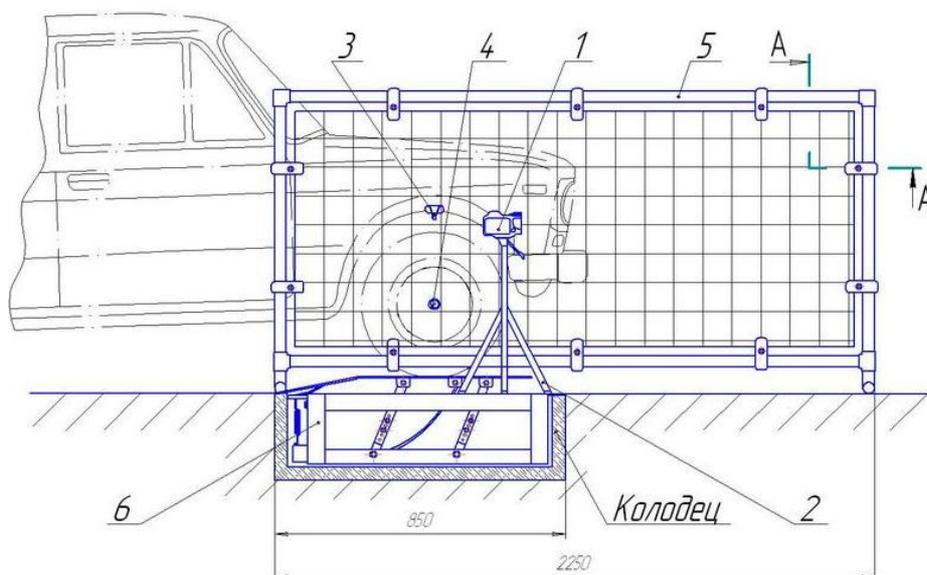


Рис. 3. Общий вид измерительных средств при испытаниях автомобиля на неровностях импульсного воздействия

Затем кривые колебаний масс автомобиля обрабатываются на ПК с использованием специальных программных комплексов, по результатам обработки строятся экспериментальные амплитудно- частотные характеристики испытанной подвески. Далее по результатам полученных характеристик делаются выводы о качестве работы подвески автомобиля.

Таким образом, новое представление о реализации импульсного дало предпосылки к разработке и созданию экспериментального комплекса, включающего неровности и информационно- измерительную систему, позволяющие экспериментально определять АЧХ подвески автомобиля. Полученные АЧХ подвески с достаточной достоверностью могут быть использованы для определения работоспособности элементов подвески, что расширяет возможности применения экспериментального комплекса, в частности для диагностирования подвески автомобиля.

Библиографический список

1. Яценко Н.Н., Енаев А.А. Основы исследований и испытаний систем поддрессоривания автомобилей при импульсном воздействии: Учебное пособие.- Братск: ГОУ ВПО «БрГТУ», 2004.-54 с.
2. Патент на изобретение RU №2400722. Устройство для импульсного воздействия на динамическую систему автомобиля / Рыков С.П., Лукьянов М.О. (приоритет от 28 июля 2009 г.)
3. Патент на полезную модель RU №106744. Устройство импульсного воздействия с регулируемыми параметрами для испытания подвески транспортного средства с пневматическими шинами / Рыков С.П., Хозяшев И.А. (приоритет от 17 ноября 2010 г.)

Л.А. Сладкова, С.А. Прутик, М.А. Дарморос

Военно-технический университет при Федеральном агентстве специального строительства России

КЛАССИФИКАЦИЯ СДВОЕННЫХ ОТВАЛОВ БУЛЬДОЗЕРОВ

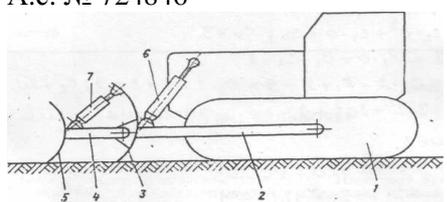
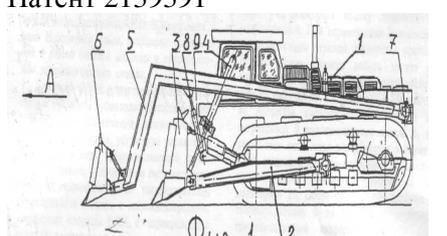
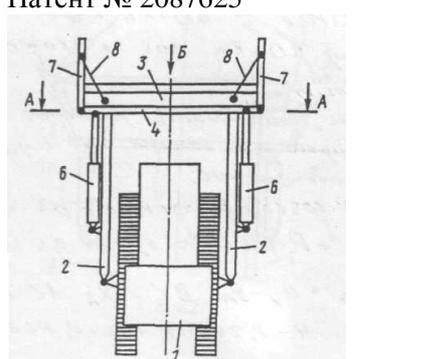
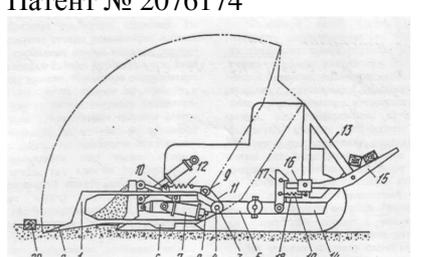
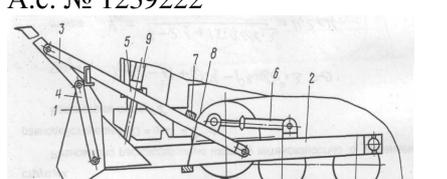
На основе анализа научно-технической и патентной литературы рассмотрены достоинства и недостатки сдвоенных отвалов бульдозеров и предложена их классификация.

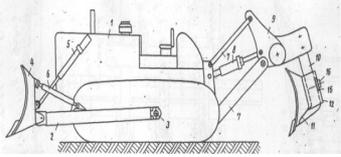
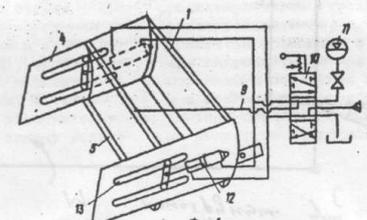
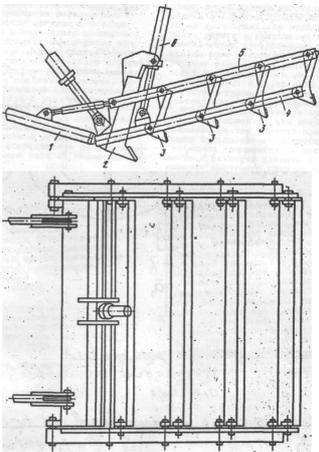
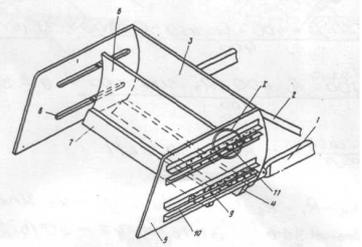
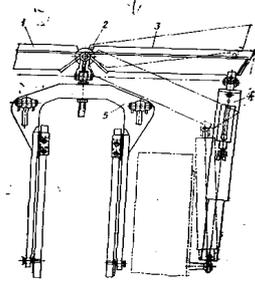
Анализ технической информации о новых научных исследованиях, технических предложениях в области бульдозеростроения позволяет выделить основные направления повышения эффективности рабочих органов. Наиболее целесообразно это можно провести на основе выявления классификационных признаков.

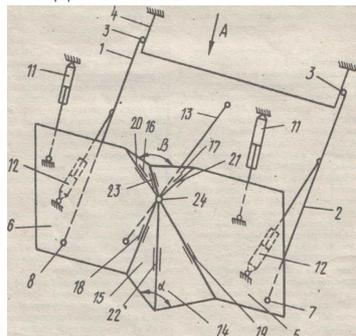
В настоящее время известны сдвоенные отвалы бульдозеров, которые были отмечены в результате обзора состояния вопроса [1, 2] по материалам научно-исследовательской и патентной литературы. Наиболее часто встречающиеся типы отвалов приведены в таблице 1.

Таблица 1

Сравнительный анализ сдвоенных отвалов бульдозеров

Схема и (или) описание	<i>Получаемый эффект, недостатки</i>	Достоинства сравниваемого варианта
<p>А.с. № 724846</p> 	<p><i>Увеличение производительности.</i> Сложность конструкции, высокая материалоемкость, нарушение устойчивости машины.</p>	<p>Возможность полной реализации усилия копания по времени при перемещении призмы волочения, которая составляет большую долю рабочего цикла, при разработке грунта традиционным отвалом.</p>
<p>Патент 2139391</p> 	<p><i>Увеличение производительности.</i> Сложность конструкции, высокая материалоемкость, нарушение устойчивости машины.</p>	<p>Исключается возможность взаимного влияния основного и дополнительного отвалов, а также самозаглубления дополнительного отвала по сравнению со схемой по а.с. № 724846</p>
<p>Патент № 2087625</p>  <p>3 – основной отвал; 4- дополнительный отвал; 7 - открывки</p>	<p><i>Увеличение производительности.</i> Сложность конструкции, высокая материалоемкость.</p>	<p>Исключаются потери в боковые валлики за счет их попадания в пространство между сторонами отвала 3 и открывками 7, а также между отвалами 3 и 4.</p>
<p>Патент № 2076174</p> 	<p><i>Увеличение производительности.</i> Высокая материалоемкость.</p>	<p>Расширение технологических возможностей за счет одновременного подбора грунта (материала) дополнительным рабочим оборудованием 2, устанавливаемым вместо дополнительного отвала.</p>
<p>А.с. № 1239222</p> 	<p><i>Увеличение производительности.</i> Высокая материалоемкость.</p>	<p>Возможность подгребания грунта перед отвальной поверхностью.</p>

<p>А.с. № 881216</p> 	<p><i>Увеличение производительности, простота эксплуатации.</i> Большие затраты времени на перемонтаж рабочего оборудования</p>	<p>Снижение затрат на изготовление дополнительного рабочего оборудования, навешиваемого сзади базового трактора (толкающих брусьев и пр.)</p>
<p>А.с. № 1298313</p> 	<p><i>Увеличение производительности, снижение усилий копания.</i></p>	<p>Снижение усилий за счет колебаний усилий на дополнительном отвале 5, создаваемые гидроцилиндром 12 при перемещении грунта вверх по отвалу.</p>
<p>А.с. № 1015052</p> 	<p><i>Увеличение производительности, улучшение качества засыпки грунта.</i> Малая призма волочения перед дополнительным отвалом, сложность конструкции.</p>	<p>Дополнительный рабочий орган с отвалом установлен фиксировано относительно основного отвала по высоте, что исключает затруднение заглабления основного отвала в грунт. (Следует отметить, автор патента рекомендует второй отвал выполнять из пленки).</p>
<p>А.с. № 787573</p> 	<p><i>Увеличение производительности, снижение сопротивлений копанию грунта.</i> Плохая устойчивость машины.</p>	<p>Исключает перекатывание грунта по лобовой поверхности отвала. Срезанный передним ножом грунт сдвигается лобовой поверхностью отвала, что способствует снижению усилий копания грунта.</p>
<p>Баловнев В.И.</p> 	<p><i>Увеличение производительности, расширение технологических возможностей машины.</i> Возрастание усилий копания при работе отвала в V-образном положении.</p>	<p>Шарнирное соединение сдвоенных отвалов позволяет расширить технологические возможности рабочего оборудования.</p>

<p>Сладкова Л.А.</p> 	<p><i>Увеличение производительности, расширение технологических возможностей машины, снижение усилий копания грунта.</i></p>	<p>Шарнирное соединение сдвоенных отвалов позволяет расширить технологические возможности рабочего оборудования. Выступающая вперед по направлению движения нижняя часть способствует снижению сопротивлений копания грунта, а выступающая также верхняя часть играет роль стружколомателя, что также способствует снижению сопротивлений копания грунта.</p>
--	--	---

Анализ таблицы 1.1 позволил выявить основные классификационные признаки сдвоенных отвалов бульдозеров.

Их можно классифицировать:

по способу навески на базовый тягач:

- переднее расположение основного и дополнительного отвалов;
- одновременное расположение отвалов спереди и сзади тягача.

по взаимному перемещению отвалов относительно друг друга;

- с постоянным по горизонтали расстоянием между основным и дополнительным отвалами;

- с изменяемым по горизонтали расстоянием между основным и дополнительным отвалами;

- с постоянным по вертикали расстоянием между основным и дополнительным отвалами;

- с изменяемым по вертикали расстоянием между основным и дополнительным отвалами;

- с одновременным изменением расстояний по вертикали и горизонтали между основным и дополнительным отвалами;

по взаимному расположению отвалов:

- совмещенные отвалы (расположены параллельно друг другу по направлению движения и выполнены из разных материалов);

- расположенные на расстоянии, друг за другом;

- расположенные на одной прямой, и соединенные по центру шарнирно.

Второй тип классификационного признака (расположение основного и дополнительного отвалов на расстоянии, друг за другом на расстоянии) можно дополнительно классифицировать по способу взаимодействия с грунтом следующим образом:

- дополнительный отвал располагается перед основным;

- дополнительный отвал располагается за основным;

- основной и дополнительный отвалы имеют одинаковое заглубление;

- отвал, расположенный перед базовым тягачом имеет большее заглубление;

- с изменяемым расстоянием между отвалами.

Вывод:

Проведенный анализ научно-технической литературы позволил выявить основные классификационные признаки сдвоенных отвалов.

Библиографический список

1. Патенты СССР и России. – М., 1970-2010 г.г.

2. Баловнев В.И. Интенсификация способов разработки грунта. – М.: Машиностроение, 1982. – 346 с.

СДВОЕННЫЙ ОТВАЛ БУЛЬДОЗЕРА

Предложена новая конструкция рабочего оборудования сдвоенного отвала бульдозера, позволяющая повысить производительность и расширить технологические возможности при работе машины.

Наиболее часто встречающееся рабочее оборудование бульдозера, включающее отвал, состоящий из двух секций, соединенных одна с другой вертикальными осями, гидроцилиндры для подъема, опускания и изменения угла в плане отвала показан на рис. 1. Его недостатком являются большие усилия копания, связанные с формированием призмы волочения в процессе работы отвала при угле между его секциями, отличным от 180° (V-образное положение, способствующее увеличению призмы волочения).

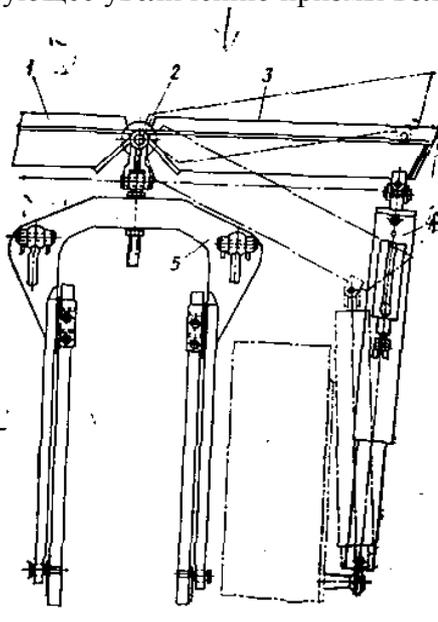
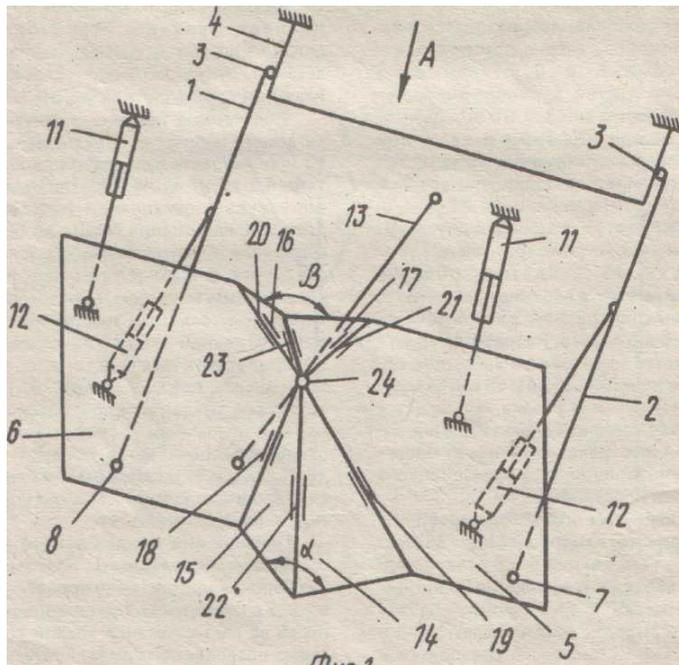


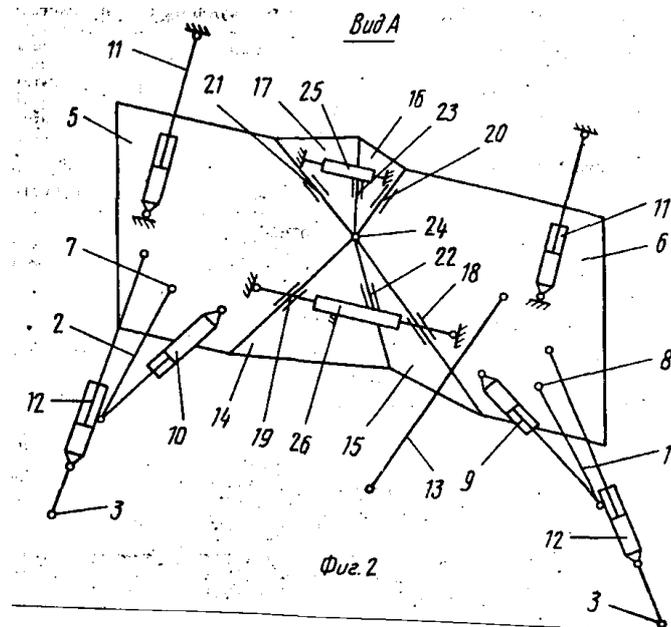
Рис. 1. Ломающийся отвал с изменяемой геометрией в плане:
1 - левая отвальная часть; 2 центральный шарнир; 3 - правая отвальная часть;
4 - гидроцилиндры управления; 5 - толкающая рама

Для устранения указанного недостатка предлагается отвал, изображенный рис. 2...6.

Рабочее оборудование предлагаемого бульдозера (рис. 2, а) содержит толкающие брусья 1 и 2, которые закреплены универсальными шарнирами 3 на раме 4 бульдозера и связаны с секциями 5 и 6 отвала шарнирами 7, 8, имеющими две степени свободы. Штоки гидроцилиндров 9 и 10 (рис. 2,б) для управления секциями 5 и 6 отвала, гидроцилиндров 11 для подъема и опускания отвала, винтовые раскосы 12 и толкающие брусья 1 и 2 шарнирно закреплены на тыльной стороне секций 5 и 6 отвала. Рабочее оборудование содержит поперечную тягу 13, один конец которой закреплен шарнирно на раме 4 бульдозера, а другой – на секции 6 отвала. Каждая из секций 5 и 6 соединена с треугольными пластинами 14, 15 и 16, 17, расположенными соответственно в нижней и верхней части отвала посредством цилиндрических шарниров 18, 19, 20 и 21, в свою очередь треугольные пластины 14, 15 и 16, 17 связаны между собой шарнирами 22 и 23 соответственно, а одна из свободных, вершин каждой нижней и верхней пластин закреплены сферическим шарниром 24 в одной точке по оси симметрии отвала.



а)



б)

Рис. 2. Рабочее оборудование бульдозера в изометрии:
а – вид спереди; б – вид по стрелке А

Также рабочее оборудование бульдозера содержит гидроцилиндр 26, шарнирно закрепленный на секциях 5 и 6 отвала, и гидроцилиндр 25, шарнирно закрепленный на треугольных пластинах 16 и 17. Гидроцилиндры 25 и 26 обеспечивают статическую устойчивость верхних и нижних треугольных пластин 14, 15, 16 и 17.

Рабочее оборудование бульдозера работает следующим образом. Изменяя длины штоков гидроцилиндров 25 и 26 (остальные гидроцилиндры находятся в запертом положении), можно обеспечить поворот секций 5 и 6 отвала одна относительно другой в поперечно-вертикальной плоскости (см. рис. 3, 4, 5 и 6), и различные углы между нижними и верхними треугольными пластинами 14, 15 и 16, 17. На вышеуказанных рис. 3...6 отвал бульдозера показан с тыльной стороны без толкающих брусьев и гидроцилиндров управления.

При выдвинутом штоке гидроцилиндра 25 и втянутом штоке гидроцилиндра 26 (рис. 3) крайние нижние углы секции 5, 6 опускаются вниз, при этом нижние треугольные пла-

стины 14 и 15 сходятся, образуя треугольный выступ, а верхние пластины 16, 17 распрямляются, образуя одну плоскость с секциями 5 и 6 отвала. Разработка грунта осуществляется треугольным выступом, образованным пластинами 14 и 15 и угловыми частями секций 5 и 6 отвала, что ведет к снижению силы сопротивления копания, затрачиваемой на отделение грунта от массива, за счет уменьшения угла образованного треугольными пластинами 14 и 15.

При выдвинутом штоке гидроцилиндра 26 и втянутом штоке гидроцилиндра 25 (рис. 4) наружные углы секций 5 и 6 отвала поднимаются, верхние треугольные пластины 16 и 17 стягиваются друг к другу, образуя треугольный выступ, а нижние треугольные пластины 14 и 15 несколько расходятся и разработка грунта ведется средней частью отвала (нижними кромками пластин 14 и 15, выступающими вперед), а треугольный выступ, образованный верхними треугольными пластинами 16 и 17 выполняет функцию стружколомателя. Пласт срезанного грунта, поднимается по отвалу до верхних треугольных пластин 16 и 17, образующих треугольный выступ, ломается выступом, размельчается и обрушивается вниз, что способствует уменьшению силы сопротивления движения грунта по отвалу, и тем самым снижению усилий копания.

При выдвинутых штоках гидроцилиндров 25 и 26 (рис. 5) верхние и нижние треугольные пластины 14, 15 и 16, 17 образуют с секциями 5 и 6 отвала одну гладкую поверхность, и разработка грунта ведется отвалом.

При втянутых штоках гидроцилиндров 25 и 26 (рис.6) верхние и нижние треугольные пластины 14, 15 и 16, 17 сходятся образуя выступ, а нижние углы секций 5 и 6 отвала опускаются, и разработка грунта осуществляется треугольным выступом, образованным нижними пластинами 14, 15, а также угловыми частями секций 5 и 6 отвала. Треугольный выступ, образованный верхними треугольными пластинами 16 и 17, выполняет функцию стружколомателя, который ломает и размельчает пласт срезанного грунта,двигающегося в верх по отвалу, тем самым, снижая усилия копания.

Получаемые рабочие положения предлагаемого рабочего оборудования позволяют использовать бульдозер при разработке тяжелых грунтов, не перекашивая отвал в поперечно-вертикальной плоскости. При этом усилия копания грунта снижаются за счет скола и размельчения срезанного пласта грунта,двигающегося вверх по отвалу, треугольным выступом, образованным верхними треугольными пластинами 16 и 17 при втягивании штока гидроцилиндра 25. Поворот всего отвала достигается выдвиганием штока гидроцилиндра 10. При этом остальные гидроцилиндры находятся в запертом положении. Боковая устойчивость отвала обеспечивается поперечной тягой 13. Подъем и опускание отвала производится гидроцилиндрами 11. Привод управления гидроцилиндрами общий.

Данное устройство позволяет снизить усилие копания, связанное с формированием призмы волочения в процессе разработки грунта отвалом предлагаемой конструкции, но недостаточно, так как сила сопротивления, возникающая от движения срезанного пласта грунта по лобовой поверхности отвала, даёт значительное увеличение силы копания в процессе разработки грунта.

Вывод:

Применение предлагаемого рабочего оборудования бульдозера позволяет повысить производительность процесса копания в 1,5...2 раза в грунтах малой и средней прочности за счет снижения усилий копания, а также позволяет значительно повысить надежность рабочего оборудования при работе на прочных грунтах.

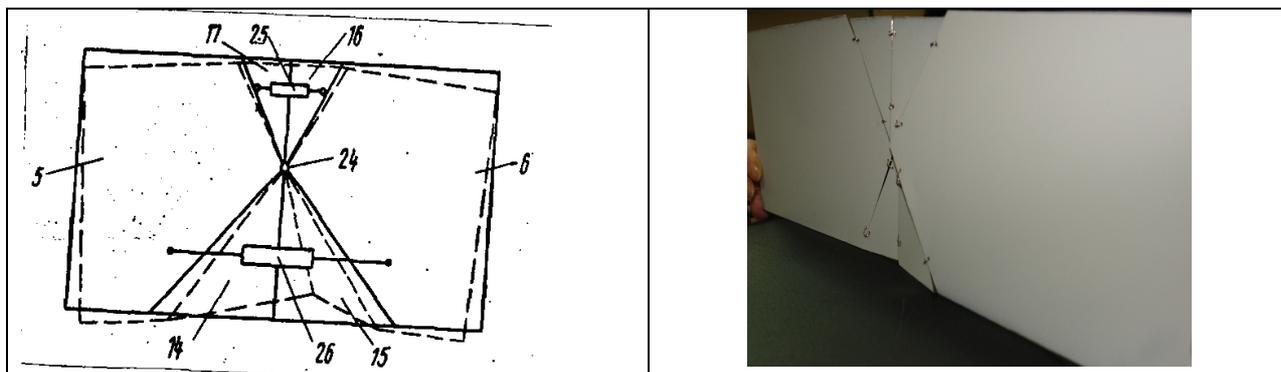


Рис. 3. Отвал бульдозера с тыльной стороны без толкающих брусьев и гидроцилиндров управления

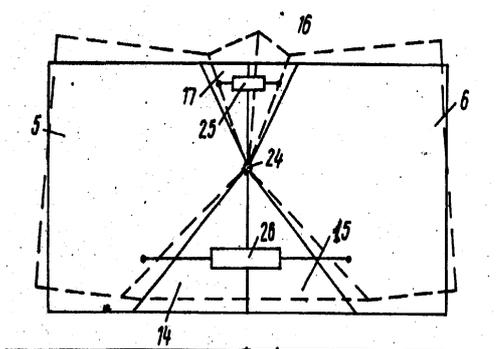


Рис. 4. Отвал бульдозера с тыльной стороны без толкающих брусьев и гидроцилиндров управления

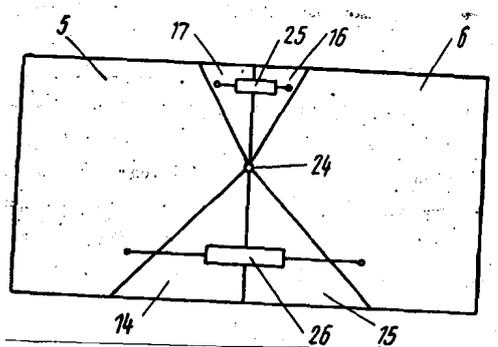


Рис. 5. Отвал бульдозера с тыльной стороны без толкающих брусьев и гидроцилиндров управления

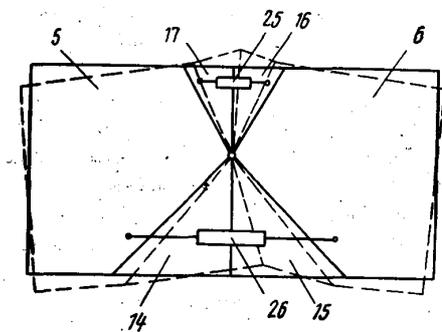


Рис. 6. Отвал бульдозера с тыльной стороны без толкающих брусьев и гидроцилиндров управления

Библиографический список

1. Баловнев В.И. Интенсификация способов разработки грунта. – М.: Машиностроение, 1982. – 346 с.

БРУСОВОЙ РАБОЧИЙ ОРГАН С ВИБРАЦИОННЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

Вибрационная техника используется в различных отраслях производства. Особенно широко вибрационные машины и технологии применяются в строительной индустрии: виброформование, уплотнение смесей, вибропогружение свай, вибрационное заглаживание поверхностей и др. С одной стороны, вибрации, возбуждаемые во взаимодействии с рабочей средой, обеспечивают необходимые изменения в качестве промышленной продукции или процесса. С другой стороны, возникающие и сопутствующие технологическому процессу вибрации вызывают нежелательные последствия, что предполагает поиск и разработку способов и средств решения задач виброзащиты и виброизоляции.

Разнообразие технологических процессов, многочисленные конструктивные варианты возбуждения и использования вибраций стимулируют теоретические и инженерные разработки, посвященные детализированному изучению взаимодействия рабочих органов вибрационных органов машин с бетонной поверхностью и массой бетонной смеси. Вибрации относятся к тому классу динамических воздействий, частотный диапазон которых изменяется в широких пределах от долей герца до ультразвука. Характер вибрационного воздействия на бетонные смеси также различен. В последние годы большое внимание уделяется технологическим процессам вибрационного заглаживания свежешелюженных бетонных смесей. С этой целью создаются специальные заглаживающие машины, содержащие рабочие органы, формирующие в контакте с поверхностью бетона необходимый вибрационный фон.

Для обработки бетонных поверхностей с целью получения требуемой шероховатости используются заглаживающие машины с рабочими органами в виде бруса, вала, диска, ленты или их комбинации. Область применения машин зависит от состава бетонных смесей, требуемого качества поверхности, производительности работ, а также технологии производства на данном предприятии.

Брусовые рабочие органы [1, 2], по сравнению с другими, имеют следующие преимущества: простоту изготовления, равномерный износ, высокое качество калибровки изделий относительно бортов формы, возможность заглаживания за один проход изделий большой ширины.

Однако брусья в известных машинах не обеспечивают высокого качества заглаживания, а технологический процесс отличается динамической неустойчивостью, отрицательно влияющей на эффективность обработки поверхности. Данные недостатки существующих брусовых рабочих органов определили направление исследований: создание эффективных конструкций брусовых рабочих органов и изучение влияния этих органов на процессы, происходящие в поверхностном слое бетонной смеси.

Создание высокоэффективных вибрационных брусовых заглаживающих машин, позволяющих повысить качество поверхностей железобетонных изделий, снизить затраты на строительство и увеличить срок его службы, является важной и актуальной задачей.

Известны различные вибрационные заглаживающие машины для обработки незатвердевших бетонных поверхностей сборных железобетонных изделий. Недостатком этих машин является отсутствие возможности регулирования частоты и амплитуды колебаний рабочего органа. На рис. 1 представлен общий вид брусового вибрационного рабочего органа с возможностью регулировки частоты и амплитуды колебаний подвижных элементов (дисков).

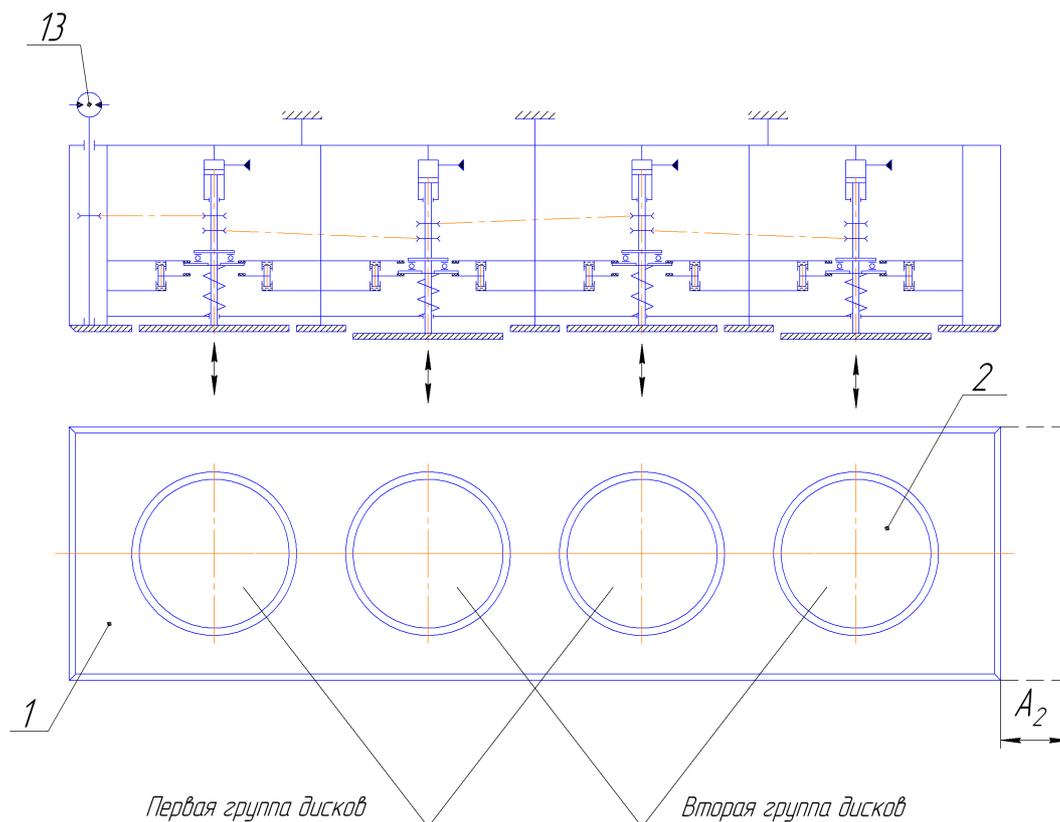


Рис. 1. Общий вид рабочего органа

На рис. 2 представлен вибрационный элемент (диск).

Рабочий орган представляет собой брус 1, рабочая поверхность которого состоит из двух пар дисков 2, установленных в бресе и образующих с ним общую поверхность заглаживания. Каждый из дисков закреплён на штоке пневмоцилиндров 3, которые в свою очередь крепятся к верхней части бруса 1. На штоках пневмоцилиндров закреплено по два шкива 4 ременной передачи. Также на каждом штоке имеется упорный диск 5, который через упорный подшипник 6 опирается на шайбу 7, которая не имеет связи со штоками пневмоцилиндров. Шайба 7 упирается в верхнюю часть пружины 8, которая в свою очередь нижней частью упирается в корпус 1. Шайба 7 находится между двумя ограничительными дисками 10, при этом нижний ограничительный диск жёстко закреплён на плунжерах 11 и имеет возможность вертикального перемещения. Плунжеры 11 установлены в гильзах 12, которые закреплены в корпусе рабочего органа 1. На ограничительных дисках установлены резиновые демпферы 9.

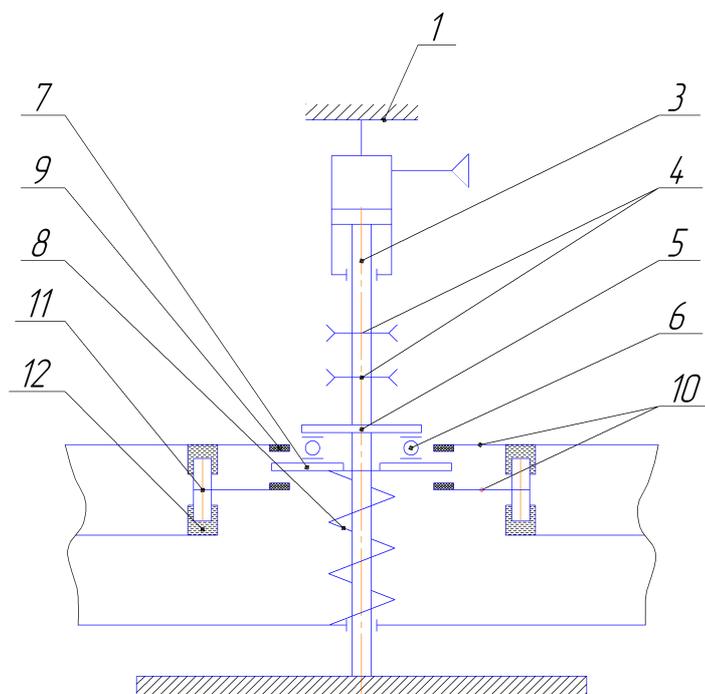


Рис. 2. Вибрационный элемент

Рабочий орган работает следующим образом: посредством ременной передачи крутящий момент передаётся от вала гидромотора 13 на штоки пневмоцилиндров 3, которые вращают диски 2. Вертикальные колебания дисков происходят следующим образом: при подаче сжатого воздуха в поршневую полость пневмоцилиндров 3 их штоки опускаются вниз, до тех пор, пока шайба 7 не упрётся в резиновые демпферы 9, при снижении давления в пневмоцилиндрах 3 пружины 8 возвращают штоки пневмоцилиндров 3 в исходное положение. Таким образом, диски 2 совершают возвратно - поступательное движение в вертикальном направлении с одновременным вращением в горизонтальной плоскости.

Таким образом, в процессе отделки поверхности изделия брус совершает возвратно-поступательное движение поперёк направления движения машины при условии, что амплитуда колебаний бруса A_2 превышает диаметр дисков. Диски совершают колебания в вертикальной плоскости и вращаются в горизонтальной. Причем, в то время как первая группа дисков движется вниз, вторая двигается вверх, тем самым компенсируя вибрационное воздействие на портал. При таком воздействии рабочего органа на обрабатываемую поверхность происходит передача энергии колебаний нижележащим слоям бетонной смеси, при этом связи между частицами нарушаются, снижается сопротивление их сдвига. Жёсткая заглаживаемая поверхность приобретает подвижность, а зёрна цемента и заполнителя приобретают возможность занять более устойчивое пространственное взаиморасположение, этим достигается плотная упаковка зёрен заполнителя в градиентном слое. При работе рабочего органа не происходит отрыв кромки рабочей поверхности бруса от обрабатываемой поверхности, что повышает качество обработки бетонных поверхностей.

Вращение дисков увеличивает заглаживающую способность бруса и позволяет уменьшить частоту колебаний самого бруса, тем самым нагрузка на привод рабочего органа становится более равномерной, за счёт уменьшения сил инерции, возникающих при перемещении бруса из мёртвых точек. Это повышает долговечность всей машины в целом (как привода, так и металлоконструкции). Вращение дисков также позволяет повысить равномерность заглаживания, так как в мёртвых точках заглаживающая способность бруса определяется только скоростью заглаживания [1].

Ограничительные диски 10, закреплённые на плунжерах 11 могут менять своё положение по высоте, путём подачи рабочей жидкости в верхнюю или нижнюю гильзы, таким образом можно регулировать амплитуду колебаний секторов.

Использование пневмоцилиндров позволяет регулировать частоту колебаний секторов. Таким образом, данный рабочий орган можно эффективно использовать для заглаживания и уплотнения бетонных изделий с различной крупностью заполнителя.

Библиографический список

1. Болотный А.В. Заглаживание бетонных поверхностей – Л.: Стройиздат. Ленинградское отделение, 1979. – 128 с.
2. Ситов И. С. Динамика взаимодействия брусового рабочего органа бетоноотделочной машины с обрабатываемой средой : Дис. канд. техн. наук: 05.02.13.- Братск, 2008.- 197 с.

А.В. Фищук, А.В. Желтышев

Братский государственный университет

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДОВ УПРАВЛЕНИЯ РАБОТОЙ НА ЛИНИИ НАЗЕМНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Подготовка и учет путевых листов является самым ресурсоемким процессом при автоматизации деятельности любого автотранспортного предприятия. Путевой лист – основной первичный документ учета работы водителя, пробега и маршрута движения автомобиля.

Путевой лист является обязательным при выполнении транспортной работы документом, выдаваемым водителям транспортных средств на каждую смену.

Диспетчер производства осуществляет следующую деятельность:

- 1) формирование путевых листов;
- 2) корректировка выданных путевых листов;
- 3) ведение реестра путевых листов (с возможностью аннулирования листа);
- 4) обработка путевых листов по возвращению автомобилей с линии;
- 5) формирование актов о передаче топлива;
- 6) ведение реестра актов о передаче топлива;
- 7) учет пробегов транспортных средств;
- 8) ведение табеля рабочего времени;
- 9) контроль цепочек по топливу, пробегу, номерам путевых листов.

Для ведения путевых листов работы наземных транспортных средств существует большое количество программных средств, прибегая к помощи которых увеличивается скорость оформления документов (в т.ч. формирование и обработка путевых листов), существенно снижается доля ручного труда в планировании движения транспорта по маршрутам.

Рассмотрим некоторые из существующих на рынке прикладных программ.

Основным предложением для автоматизации транспортных компаний является продукт «1С: Управление автотранспортом 8», предназначенный для автоматизации управленческого и оперативного учета в автотранспортных организациях. Для автоматизации работы диспетчерской службы транспортного предприятия в системе можно вводить как заказы на автотранспорт для покупателей, так и на внутреннее использование. В заказе указываются требования к автотранспорту и маршруты. На основании данных о заказах, графиках работы водителей автоматически можно сформировать разрядку на день с учетом подвижного состава. На основании разрядки можно автоматически запустить выписку путевых листов с уже заполненной информацией, что очень удобно для больших транспортных компаний, которым требуется автоматизация. После сдачи путевого листа водителем, исходя из введенных данных о показаниях спидометра, режима работы, сезонности, наличие дополнительного оборудования, происходит расчет нормы топлива. А водителям в случае сдельной оплаты труда – начисление заработной платы исходя из заданного тарифного плана.

Программа «АвтоПеревозки» предназначена для учёта путевых листов и расхода горючего автомобилей на предприятиях, использующих в своей работе автотранспорт. База данных программы сохраняет информацию об автомобилях, водителях и клиентах компа-

нии, что позволяет быстро заполнить путевой лист и другие необходимые документы. В процессе работы в программу заносятся данные о количестве заправленного топлива, показания спидометра, время работы в наряде. С помощью специального модуля производится расчёт нормативного расхода топлива. Модуль генерации отчётов позволяет быстро создавать отчёт по работе предприятия за любой период. Например, отчёт о расходе ГСМ за месяц для любого автомобиля.

Программное обеспечение «АТП: Путевые листы» предназначено для автоматизации выпуска первичной документации (путевых листов), ведения счетов за оказанные автоуслуги, учета и контроля автотранспортных показателей и формирование сводных выходных форм по показателям, введенным в путевых листах. Функциональные возможности программы: выпуск путевых листов; корректировка выданных путевых листов; акт о передаче топлива; акт о смене спидометра; настраиваемый расчет заработной платы; ведение нормативно-справочной информации.

Программа «Мини-Автопредприятие» предназначена для: учета автотранспорта; учета и корректировки норм расхода топлива, расчета нормативного расхода топлива и смазочных материалов с учетом поправочных коэффициентов; учета списочного состава сотрудников и работы водителей; учета клиентов, объектов и маршрутов; учета и печати путевых листов всех видов автотранспорта; формирования аналитических отчетов и диаграмм о выдаче, расходе, остатках, экономии и перерасходе топлива, пробеге транспорта, транспортной работе и длительности работы специального оборудования.

Программный продукт «Автопасс» предназначена для автоматизации процессов управления и организации движения автотранспорта по маршрутам, в организациях, осуществляющих перевозку пассажиров. Основные задачи, решаемые системой: формирование месячных графиков движения по маршрутам; автоматизированное формирование суточного графика движения транспорта по маршрутам; выпуск автотранспорта на линию; выписка путевых листов в автоматическом варианте, с применением сканера штрих кода для «опознания» карточки водителя, выданной ему предприятием, с автоматическим контролем сдачи предыдущего путевого листа; формирование расчетных графиков ТО-1, ТО-2, отслеживание сроков прохождения ТО.

Существенным недостатком приведенных программных продуктов является их достаточно высокая стоимость. К примеру, приобретение только одного рабочего места программного продукта «ИС: Управление автотранспортом 8» обойдется транспортной компании в 60000 руб. Таких рабочих мест требуется в среднем по одному на 40 единиц подвижного состава. Также предусматриваются расходы на администрирование программы, на подписку, обновление, и сопровождение.

Муниципальные предприятия, являясь по сути дотационными, не могут пойти на такие расходы. При нехватке финансовых средств возможна автоматизация управления АТП и производственного цикла с применением недорогих информационных технологий. Пакет Microsoft Office обладает достаточно мощными средствами для решения ряда производственных задач. Входящее в его состав программное средство Microsoft Office Access является полупромышленной системой управления базами данных (СУБД) и может применяться для автоматизации работы всех основных подразделений АТП.

На примере Муниципального пассажирского автотранспортного предприятия (МПАТП) г. Братска разработана база данных, позволяющая решать все основные задачи диспетчерской службы предприятия с использованием Microsoft Office Access.

Спроектированная база данных предприятия является сложной информационной моделью соответствующей предметной области – производственному процессу пассажирских перевозок автомобильным транспортом. Проект базы данных начат с анализа информационных потоков и документооборота на МПАТП, определения информационных объектов предметной области, функций по их обработке, связей между ними и выявления требований к базе отдельных пользователей (подразделений, сотрудников предприятия). В результате работы в тестовом режиме время на формирование путевого листа сократи-

лось в пять раз. Данные, динамично изменяющиеся в базе, позволяют производить планирование регламентных работ, учет расхода топлива.

М.С. Банщиков, С.А. Зеньков, А.А. Черных

Братский государственный университет

ПРИМЕНЕНИЕ ПОЛИМЕРНЫХ ПРОТИВОНАЛИПАЮЩИХ ЛИСТОВ ДЛЯ СНИЖЕНИЯ АДГЕЗИИ ПРИ РАЗРАБОТКЕ СВЯЗНЫХ ГРУНТОВ

Адгезия (от лат. *adhaesio* — прилипание), слипание поверхностей двух разнородных твёрдых или жидких тел. Пример адгезии — прилипание влажного грунта к рабочему органу, при отрицательных температурах. Количественно адгезия характеризуется удельной работой, затрачиваемой на разделение тел. Одним из методов борьбы с адгезией является создание промежуточного слоя на границе контакта грунта и рабочего органа. [1]

Футеровочные покрытия изготовлены на основе сверхвысокомолекулярных полимеров. Опыт эксплуатации различного технологического оборудования в отраслях промышленности, занятых добычей и переработкой полезных ископаемых, доказывает, что наиболее эффективным средством борьбы с налипанием и намерзанием влажных горных масс, минерального сырья на контактирующие с ними узлы рабочего оборудования, является их защита (футеровка) полимерными покрытиями, обладающими гидрофобными, антиадгезионными свойствами.

Эффективность от использования сверхвысокомолекулярных полимеров достигается за счет следующих свойств: низкий износ, хорошие свойства скольжения, высокая ударная вязкость, химическая стойкость к кислотам, щелочам, солям и другим агрессивным средам, большой эксплуатационный интервал температур от -50 до $+90^{\circ}\text{C}$, высокая прочность при указанных температурах, шумопоглощение, трещиностойкость, водоотталкивающие свойства (гидрофобность), не позволяющие влагосодержащим материалам налипать или намерзать на поверхности полимерного покрытия. [2]

Марки полимерных противоналипающих листов (ППЛ):

ППЛ-ЭИ: износостойкость - 400 ед.; ударопрочность - 9 ед.; эксплуатационный интервал температур от -45 до $+90^{\circ}\text{C}$; применение: для контакта с горным сырьем с коэффициентом f до 5 ед. (измельченная, малоабразивная, увлажненная масса – глины, суглинки, гипс, мел, доломит, мергель, известь, цемент, песок и т.п.).

ППЛ-У: износостойкость - 350 ед.; ударопрочность - 9 ед.; эксплуатационный интервал температур от -45 до $+90^{\circ}\text{C}$; применение: для контакта с горным сырьем с коэффициентом f до 6 ед. (малоабразивная, влажная масса – легкие, тяжелые глины, суглинки, супеси, гипс, мело-мергельные породы, доломит, известняк, и т.п.).

ППЛ-УИ (ВМ): износостойкость - 200 ед.; ударопрочность - 25 ед.; эксплуатационный интервал температур от -80 до $+100^{\circ}\text{C}$; применение: для контакта с горным сырьем с коэффициентом f до 8 ед. (предварительно помолотое горно-химическое сырье, цветные металлы, неметаллорудные и нерудные материалы, уголь).

ППЛ-УИ (СВМ): износостойкость - 100 ед.; ударопрочность - 170 ед.; эксплуатационный интервал температур от -200 до $+100^{\circ}\text{C}$; применение: для контакта с горным сырьем с коэффициентом f до 10 ед. (горно-химическое сырье, сырье цветных металлов, неметаллорудные и нерудные материалы, уголь каменный и бурый). [3,4]



Рис. 1. Ковш экскаватора ЕК-18, футерованный противоналипающими пластинами

На основании исследований, проведенных на сдвиговом стенде кафедры СДМ, были разработаны рекомендации для внедрения и эксплуатации полимерных противоналипающих футеровочных пластин (ППЛ) на экскаваторах с обратной лопатой.

Данные рекомендации внедрены на предприятии ОАО «БратскВодСистема», где произведен монтаж противоналипающих пластин на ковш экскаватора ЕК-18 (рис.1).



Рис. 2. Футерованный ковш экскаватора ЕК-18 в процессе работы

На основании полученных результатов в ходе эксплуатации модернизированного рабочего оборудования на экскаваторе с обратной лопатой следует отметить, что:

- объем налипшего грунта снизился на 25% (рис.2);
- сократилось время цикла при разработке влажных грунтов и грунтов при отрицательных температурах;
- уменьшилось время на очистку ковша от налипшего грунта;
- сократился износ внутренней поверхности ковша.

Из всего выше перечисленного можно сделать вывод, что применение полимерных противоналипающих листов существенно упрощает рабочий цикл при работе экскаватора на грунтах с высокими адгезионными свойствами.

Библиографический список

1. Химик. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.xumuk.ru/bse/23.html>
2. Группа компаний Технотекс. Полимерные технологии нового поколения. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.ppfp.ru/Product.html>

3. Кузнецов В.Г. Полимерные противоналипаяющие футеровочные пластины – эффективное средство борьбы с налипанием горных пород на рабочие поверхности экскаваторного и технологического оборудования. //Горный журнал - 2006 №4 – с.56-57.

4.Буклет. Polystone. Термопласты. 11/2006. Rochling Engineering Plastics.

Е.В. Поезжаева, П.В. Смолоногин

Пермский национальный исследовательский политехнический университет

РАЗРАБОТКА САМОХОДНОЙ ГРУЗОВОЙ ПЛАТФОРМЫ НА БАЗЕ АППАРАТА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ

Аппарат на воздушной подушке — транспортное средство для движения по суше, воде, специальным путям, использующее воздушную подушку как средство создания подъёмной силы для отрыва аппарата от опорной поверхности или разгрузки его наземного движителя. Воздушная подушка — это слой сжатого воздуха под днищем судна, который приподнимает его над поверхностью воды или земли. Отсутствие трения о поверхность позволяет снизить сопротивление движению. От высоты подъёма зависит способность такого судна двигаться над различными препятствиями на суше или над волнами на воде. В отличие от обычных судов и колесного транспорта суда на воздушной подушке не имеют физического контакта с поверхностью, над которой движутся, а в отличие от летательных аппаратов они не могут подняться над этой поверхностью на высоту, превышающую некоторую часть их горизонтального размера. При заданных массе и скорости для таких аппаратов требуется мощность в 3-4 раза больше, чем автомобилю; столько же они проигрывают и обычным судам. Однако для движения АВП требуется в 2-4 раза меньшая мощность, чем для полета самолетов или вертолетов. АВП находят применение в тех случаях, когда не может быть эффективно использован автомобильный, железнодорожный и обычный водный транспорт. АВП могут переправить десантные группы с большого десантного корабля на берег со скоростью, достигающей 60 узлов (100 км/ч). В отличие от обычных средств переправы АВП могут не останавливаться около берега, а пройти дальше и даже преодолеть 5%-й подъем или препятствие высотой до трети высоты юбки. Эти транспортные средства могут использоваться на мелководье, в засоренных и арктических водах, в условиях открытой местности. Идею движения на воздушной подушке впервые сформулировал шведский ученый Э. Сведенборг (1716). Ранее, чем в других странах, техникой АВП занялись в Австрии и России.

Анализ разработок показывает, что суда и аппараты данного вида уже десятки лет разрабатываются и выпускаются во многих странах Европы, Азии, Австралии и Американского континента. В СССР оригинальные разработки этого вида транспорта наблюдались в 70-х - 80-х годах. В Горьком (ныне Нижний Новгород) и в Ленинграде (ныне Санкт - Петербург) были разработаны и изготовлены суда и аппараты на базе АВП малого и среднего классов в интересах народного хозяйства и целая флотилия десантных кораблей и оперативных судов в интересах ракетно космических, десантных и пограничных войск. Тогда в области лесозаготовок широко применялись молевой сплав и большой парк дорожных машин и механизмов разного назначения. При этом загрязнялись большие и малые реки, выходили из строя дороги и уничтожались плодородные участки земли и леса.

Предлагаемая самоходная грузовая платформа (СГП) на базе АВП (Рис. 1) предназначена для использования в качестве внедорожного транспортного средства повышенной проходимости в лесозаготовительной, горнодобывающей, нефтяной, газодобывающей промышленности и речного флота и может оборудоваться агрегатами и механизмами применительно к конкретному назначению.

Самоходная грузовая платформа представляет собой судно на воздушной подушке грузоподъемностью 200 тонн и может парить на высоте 200 мм со скоростью до 40 км/ч над землей, водной поверхностью судоходных и не судоходных рек, закрытых морей, заболоченными участками, над ледяным и снежным покровом в любое время года независимо от погодных условий, также способно преодолевать препятствия высотой до

1000мм, маневрировать в движении и вращаться на месте. Тяговые вентиляторы (в количестве 4шт.) обеспечат при движении подъём аппарата по наклонной поверхности с углом подъёма до 10°.

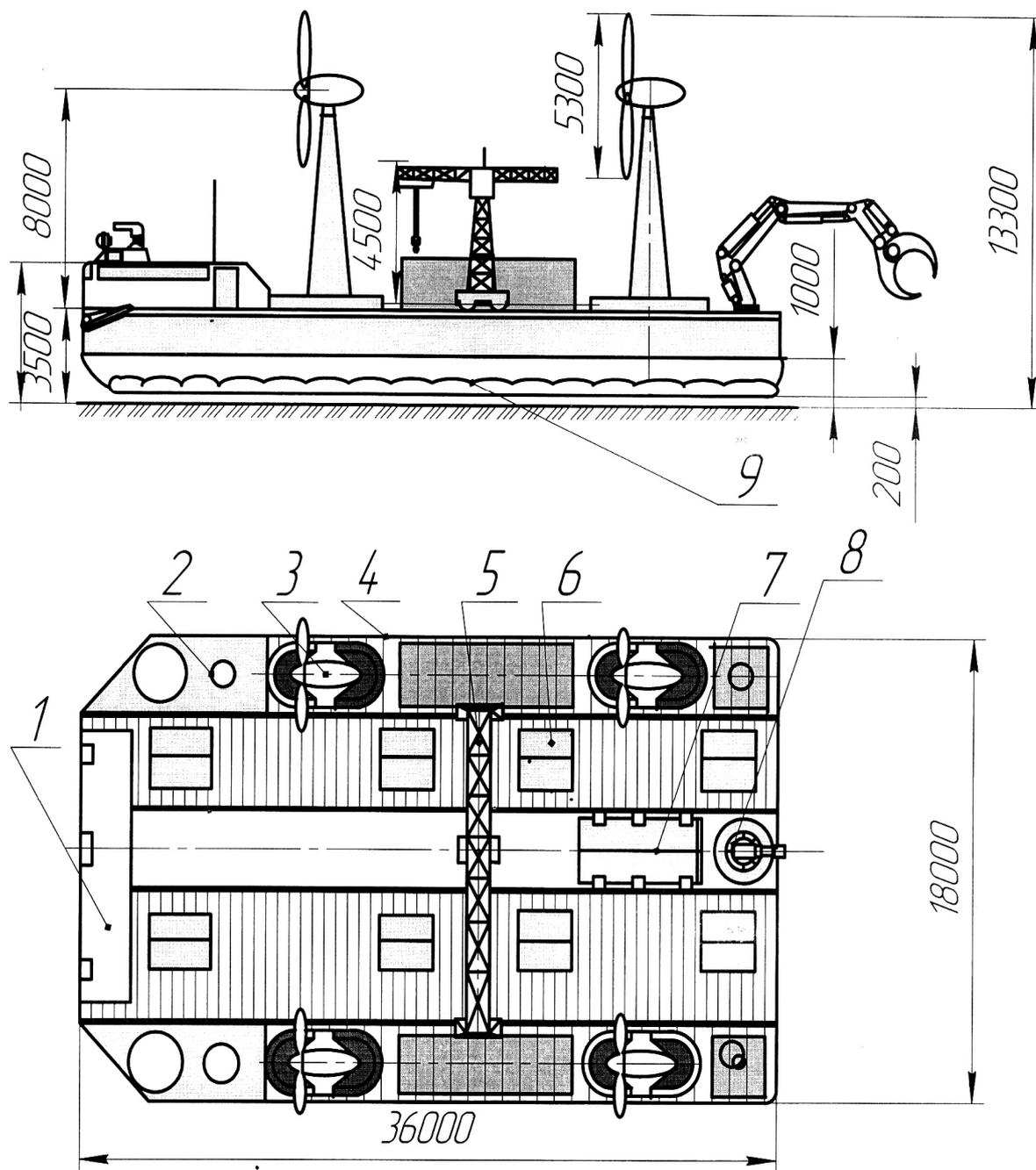


Рис. 1. Компонировочная схема и примерные размеры самоходной грузовой платформы на базе АВП:

1 - Причальный щит. 2 - Рубка. 3 - Движитель, 4 шт. 4 - Цельнометаллический корпус. 5 - Мостовой кран. 6 - Трюмы для насыпных грузов. 7 - Сквозная майна в корпусе. 8 - Кран - манипулятор.
9 - Юбка воздушной подушки

По функциональному назначению СПП в лесозаготовительной промышленности может быть оборудована:

- транспортными агрегатами;
- стационарными и нестационарными агрегатами по переработке древесного сырья и отходов лесозаготовок;
- противопожарными и эвакуационными установками.

Исходя из этого встает актуальным вопрос о разработке и внедрении в производство конструкции мобильной самоходной грузовой платформы на базе аппарата на воздушной подушке для применения в лесозаготовительной промышленности. На этой базовой конструкции возможна установка необходимых современных систем, агрегатов и механизмов. Данный аппарат сможет заменить большой перечень ранее используемых транспортных и грузоподъемных средств (до 20 лесовозов), грузоподъемное оборудование, а также подвижные агрегаты и механизмы технологических линий, необходимых для освоения древесного сырья. При этом не будут повреждаться поверхность и мелколесье на месте выполнения работ.

Предлагаемая самоходная грузовая платформа на базе аппарата на воздушной подушке достаточно энергообеспечена в режимах движения и стоянки. На её борту установлены две энергосберегающие дизель - электростанции мощностью по 250 кВт каждая. Рабочим топливом для них служит газогенераторный газ. Они способны обеспечить движение и управление аппарата, работу навигационного оборудования, механизмов и бытовые нужды экипажа. Дополнительно на палубе СГП могут быть смонтированы рельсовый путь и козловой кран грузоподъемностью 6.3 т. СГП имеет автоматизированную систему с гидровинтовыми цилиндрами, обеспечивающими горизонтирование корпуса с точностью $\pm 1^\circ$. На борту СГП имеется противопожарное, спасательное оборудование и инструмент, а навигационное оборудование позволяет движение по водной поверхности в ночное время суток и в тумане.

Предлагается расположить и обустроить на борту рабочее пространство для не менее 10 человек. Штатный экипаж СГП - 8 человек, 4 человека из них - «вахтовая бригада». Все, находящиеся на борту, обеспечиваются бытовыми помещениями, индивидуальными каютами и камбузом. Для этого в передней части цельнометаллического корпуса смонтированы две бортовые надстройки. В цельнометаллическом водонепроницаемом корпусе имеются 8 трюмов с герметичными люками для сыпучих грузов.

Станет возможным автоматизированный дистанционный подъем и реализация затопленного леса и топляков. При использовании современной гидроакустической видеоаппаратуры возможны видеонаблюдение и контроль положения рабочих органов СГП и придонного пространства под водой. При этом очищаются и более не загрязняются закрытые водоёмы и русла рек. Погодные условия и время года не смогут повлиять на ход и качество работ.

При установке на таком аппарате специального оборудования, можно перерабатывать корни, сучья, ветки, щепу в древесностружечную массу прямо на месте лесоповала и доставлять эту продукцию на комбинаты для дальнейшей переработки.

Теоретические исследования по данной теме показали острую актуальность этой проблемы, создание подобных аппаратов на воздушной подушке окажет огромную помощь леспромхозам и лесничествам, обеспечит рабочими местами широкий круг людей, а также поспособствует возрождению поселений и деревень.

Библиографический список

1. СУДА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ –[Электронный ресурс]. – URL: http://dic.academic.ru/dic.nsf/enc_colier/6765/СУДА#sel= (дата обращения 15.02.2012)
2. Демешко Г.Ф. Проектирование судов. Амфибийные суда на воздушной подушке, кн. 1-2. СПб, 1992 (дата обращения 15.02.2012)

Данзан Дашчойжил, А.В. Желтышев

Братский государственный университет

ВЛИЯНИЕ СОСТОЯНИЯ ДОРОЖНОГО ПОКРЫТИЯ НА РАСХОД ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЯ

По данным Департамента государственной политики в области дорожного хозяйства Министерства транспорта Российской Федерации 62% протяженности дорог в Российской Федерации имеют неудовлетворительное покрытие. При этом в режиме перегрузки дви-

жения работают около 8 тыс. км федеральных автомобильных дорог. По данным исследований Управления государственного автодорожного надзора по Иркутской области Федеральной службы по надзору в сфере транспорта при мониторинге дорог в регионе только 35% из них признаны соответствующими СНиП 2.05.02-85 "Автомобильные дороги", а значит удовлетворяющим требованиям к ровности дорожного покрытия.

Степень ровности покрытий снижается в ходе эксплуатации дорог. Несоблюдение правил и норм при строительстве дорог способствует более интенсивному разрушению покрытий и сокращает срок их службы. К примеру, ремонт дорожного полотна, проводимый в осенний и весенний периоды (ямочный ремонт, заделка швов), как это можно наблюдать в г. Братске, не приводит к улучшению ровности и качества дорожного полотна. При наличии осадков или талых вод, а также суточных перепадов температур дорожное покрытие постоянно разрушается. Происходит увеличение размеров швов дорожного покрытия. Движение по неровным дорогам сопровождается возникновением толчков и горизонтальных усилий, которые вызывают появление ряда деформаций дорожных одежд – сквозных проломов, выбоин, колеи, волн, истирания покрытий. В результате поверхность дорожного покрытия становится неровной.

При оценке норм расхода топлива факторы, влияющие на ровность покрытия, не учитываются. Для совершенствования методов нормирования топлива предлагается учитывать такие параметры как ровность и состояние дорожного покрытия, а также ввести классификацию типов дорог по типам и степени неровностей дорожной одежды. Это позволит уточнить нормы расходования топлива, а, следовательно, сократить его нецелевое использование при эксплуатации автомобильного транспорта муниципальными и частными организациями.

По мере эксплуатации покрытие дорог приобретает различный микропрофиль, то есть функцию изменения высоты профиля покрытия относительно условно выбранного уровня по длине дороги. Как правило, дорожные покрытия приобретают случайный микропрофиль. Чтобы определить параметры функции микропрофиля отдельного участка дороги, необходимо произвести измерения высоты профиля q через шаг 100мм. Среднеквадратическая высота неровности $\sigma[q]$ и другие характеристики случайной величины могут служить показателем ровности дорожного покрытия.

Ходовые испытания автомобиля УАЗ-2206 показали (Рис.1), что при движении на IV передаче по дороге с цементобетонным покрытием с увеличением среднеквадратической высоты неровностей на 14мм, 51мм и 70мм расход топлива увеличивается, соответственно, на 1,7 л/100км; 3,6 л/100км; 4,5 л/100км. При этом экономичная скорость движения, соответствующая минимальному расходу топлива, снижается, соответственно, на 2,3%, 5,3% и на 9,1%.

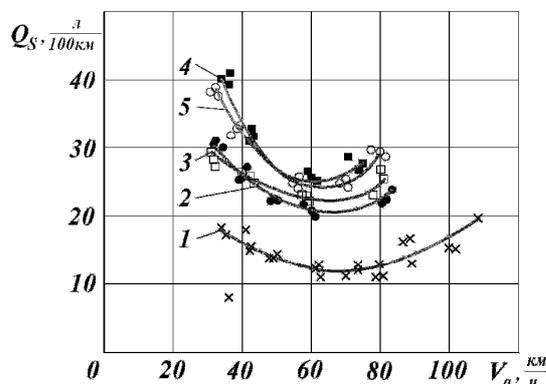


Рис. 1. Топливно-экономические характеристики установившегося движения автомобиля УАЗ-2206 на IV передаче по участкам дорог различной ровности и состояния покрытия:

1 – $\sigma[q]=9$ мм; 2 – $\sigma[q]=14$ мм; 3 – $\sigma[q]=28$ мм; 4 – $\sigma[q]=65$ мм; 5 – $\sigma[q]=84$ мм

В настоящее время при мониторинге дорог степень ровности дорожного покрытия не оценивается. В функции оценочной комиссии входит только признание дороги удовлетворяющей или неудовлетворяющей требованиям стандартов по ровности покрытия. Соответственно, невозможно с высокой точностью устанавливать нормы расхода топлива при эксплуатации транспорта по дорогам в неудовлетворительном состоянии.

При мониторинге, измеряя параметры случайного микропрофиля инспектируемых дорог, предлагается относить их к определенной группе по состоянию покрытия, что позволит классифицировать порядка 50% дорожной сети РФ из числа дорог в неудовлетворительном состоянии, но фактически находящихся в эксплуатации. Предложенные меры позволят ввести дополнения в расчет норм расхода топлива и уточнить их.