

Определение натяжения несущего каната гибкого режущего органа в процессе работы установки для пачковой раскряжевки

П.Б. Рябухин^{1а}, И.В. Григорьев^{2б}

¹ Тихоокеанский государственный университет, ул. Тихоокеанская, 136, Хабаровск, Россия

² Арктический государственный агротехнологический университет,

Сергеляхское шоссе, 3, Якутск, Республика Саха (Якутия)

^а PRyabukhin@mail.khstu.ru, ^б silver73@inbox.ru

^а <https://orcid.org/0000-0003-1735-1942>, ^б <https://orcid.org/0000-0002-5574-1725>

Статья поступила 20.10.2021, принята 08.11.2021

В статье обобщается анализ научных исследований, посвященных созданию установок для пачковой раскряжевки круглых лесоматериалов с использованием различных видов режущего инструмента. Особое внимание уделено вопросам надежности и прочности гибкого режущего органа с режущими элементами кольцевой формы, в качестве несущего элемента которого используется стальной канат, поскольку диаметр режущих элементов определяется, главным образом, диаметром каната. Авторы делают акцент на изучение данного вопроса, поскольку геометрические параметры режущего органа раскряжевочной установки являются одним из критериев, влияющих на энергетические и качественные показатели работы установки. Теоретические исследования выполнены с использованием методик расчета гибкой нити и строятся на основе положений теории изгиба. Получена зависимость между статическим и динамическим натяжением приводных канатов для различных режимов работы привода и характера его нагружения. Математическая зависимость для определения натяжения несущего каната в процессе распиловки пачки хлыстов гибким режущим органом с учетом динамических воздействий и возможного воздействия дополнительной нагрузки режущего органа в случае его зажима при смыкании как стенок пропила круглых лесоматериалов, так и самих лесоматериалов в пачке позволит установить реальную картину процесса пачковой раскряжевки с точки зрения работоспособности, прочности и надежности установки. В работе представлены предварительные теоретические изыскания, которые послужат основой для дальнейших исследований и математического описания параметров оптимизации, составления алгоритма решения задачи параметрического синтеза установки для пачковой раскряжевки и реализации данного алгоритма в виде программного продукта.

Ключевые слова: круглые лесоматериалы; установка; пачковая раскряжевка; коэффициент полндревесности; гибкая нить; зажим; статические нагрузки; динамические нагрузки.

Tension determination of the carrier rope of the flexible cutter during the operation of bundle bucking installation

P.B. Ryabukhin^а, I.V. Grigorjev^б

¹ Pacific National University; 136, Tikhookeanskaya St., Khabarovsk, Russia

² Arctic State Agrotechnological University; 3, Sergelyakhskoe Shosse, Yakutsk, Republic of Sakha

^а PRyabukhin@mail.khstu.ru, ^б silver73@inbox.ru

^а <https://orcid.org/0000-0003-1735-1942>, ^б <https://orcid.org/0000-0002-5574-1725>

Received 20.10.2021, accepted 08.11.2021

The article provides an analysis of scientific research devoted to the creation of installations for bundle bucking of round timber using various types of cutting tools. Particular attention is paid to the issue of studying the reliability and strength of a flexible cutting body with ring-shaped cutters, as a supporting element of which a steel rope is used, since the diameter of the cutting elements is determined mainly by the diameter of the rope. The author focuses on the study of this issue, since the geometric parameters of the cutting device of the crosscutting installation is one of the criteria that affect the energy and quality indicators of the installation. Theoretical studies were carried out using the methods of calculating a flexible thread and are based on the use of the provisions of the theory of bending. The relationship between the static and dynamic tension of the drive ropes is obtained for various operating modes of the drive and the nature of its loading. The mathematical dependence for determining the tension of the carrying rope in the process of sawing a bundle of whips with a flexible cutting body, taking into account the dynamic effects and the possible effect of additional loading of the cutting body in the case of its clamping when closing, both the sawing walls of round timber and the timber themselves in the bundle, will allow to establish the real picture of the process of bundle bucking in terms of the performance, strength and reliability of the installation. The paper presents preliminary theoretical studies that will serve as the basis for further research on the mathematical description of optimization parameters, the compilation of an algorithm for solving the problem of parametric synthesis of an installation for batch bucking and the implementation of this algorithm in the form of a software product.

Keywords: round timber; installation; bundle bucking; full-timber ratio; flexible thread; clamp; static loads; dynamic loads.

Введение. В связи с ростом потребностей в различных продуктах из древесины актуальным становится вопрос о создании высокопроизводительных машин и механизмов для всех фаз технологического процесса лесопромышленного производства, начиная с валки деревьев и заканчивая их переработкой. Особое внимание в этом вопросе уделено созданию новых раскряжевочных установок для нужд целлюлозно-бумажного производства, позволяющих производить распиловку пачек круглых лесоматериалов объемом 25–40 м³ [1–4]. Так в США было создано несколько моделей таких установок, производящих распиловку хлыстов преимущественно на балансы [5–8]. Наиболее широкое применение нашли установки с П-образной пильной рамкой. В одной из таких установок («Карри кост катер») в качестве режущего инструмента используется пильная цепь «Орегон», длина режущей части которой 2,5 м. Промышленная установка «Банди баккер» очень схожа по конструкции и принципу действия с предыдущей, однако позволяет производить распиловку пачки непосредственно на лесовозном автомобиле, что значительно увеличивает производительность и дает возможность сократить расходы на строительство специальных эстакад и приемных устройств. В настоящее время в США и в Канаде серийно выпускаются установки для пачковой раскряжевki хлыстов на балансы стационарного типа (на твердом фундаменте) и мобильного типа, смонтированные на платформах с колесным или гусеничным двигателем.

В РФ также создано несколько моделей группораскряжевочных установок, имеющих в качестве режущего инструмента пильную цепь ПМУ-30М. К ним относятся установки ЛС-67 и ЛО-62М для раскряжевki пачек хлыстов, разработанные в ЦНИИМЭ [9]. В установке К-123 (конструкции ВКНИИВОЛТ) также используется пильная цепь ПМУ-30М, однако без пильной шины, с несколькими измененными приводом и стабилизирующими элементами, которые удерживают пильную цепь от отклонений. Эксплуатация этой установки показала хорошие результаты, практически решена проблема зажима, но, тем не менее, отсутствие пильной шины увеличивает динамические нагрузки и амплитуду поперечных и продольных колебаний цепи, что приводит к частым ее разрывам. В совокупности это значительно снижает долговечность режущего инструмента и снижает производительность установки за счет увеличения времени простоев по переналадке пильного аппарата. Таким образом, анализ литературных источников показал, что наиболее существенным недостатком всех функционирующих в отрасли установок для пачковой раскряжевki круглых лесоматериалов является зажим режущего инструмента (пильной цепи) в пропилах приемного устройства в процессе пиления.

Объект исследования. При изучении технологии и параметров оборудования для реализации процесса пачковой раскряжевki необходимо уделить особое внимание изучению вопросов о кинематических режимах работы раскряжевочных установок, о конструкциях и геометрических параметрах режущих инструментов различного вида (пильных цепей,

дисковых пил и др.), о характере и значении сил, возникающих и действующих на пильную цепь в процессе пиления, работоспособности цепей в зависимости от различных факторов (направления пиления по отношению к волокнам, породы и влажности древесины, степени затупления резцов и др.) [10].

Особый вклад в разработку этих вопросов внесли Б.Г. Залегаллер, Н.А. Вячеславов, М.И. Бельмач [11–13] и другие исследователи. Работы этих авторов в основном посвящены изучению проблем, связанных с пильными цепями, имеющими зубья универсального и режуще-скальвающего типа. Эксплуатация данных цепей на установках для пачковой раскряжевki показала их низкую надежность в работе ввиду частых зажимов в пропилах, что приводит к дополнительным потерям времени, износу и выходу из строя как самих цепей, так и направляющих шин и всего пильного аппарата в целом.

Созданию качественно нового режущего органа, позволяющего проводить беззажимное пиление отдельных стволов или пачек лесоматериалов, были посвящены исследования В.С. Муратова [14; 15], И.Д. Буренина [16–22] и Г.Л. Козина [23].

Цель работы В.С. Муратова [14] заключалась в разработке конструкции, определении геометрических параметров и исследовании работоспособности дисковой фрезы для лесозаготовительной машины, а также новых режущих элементов, обеспечивающих высокопроизводительное срезание деревьев при работе машины по способу движения «напроход». Значительное внимание в работе было уделено конструкторским разработкам режущих органов различного типа, часть которых была опробована непосредственно на натуральных испытаниях. В результате экспериментальных исследований автором было получено оптимальное значение подачи на зуб для резцов с кольцевой режущей кромкой (чашечного типа) диаметром 30–60 мм, установлена регрессионная зависимость удельной работы резания от величины заднего угла режущего элемента, определен характер влияния радиуса затупления резца на процесс стружкообразования и значения удельной работы резания. Для сравнительной характеристики всех исследуемых резцов (втулочного, чашечного и Г-образного типов) В.С. Муратов, используя эмпирические зависимости Б.Г. Залегаллера [11], определил значения удельной работы резания для конкретных типов и параметров резцов и условий резания, после чего были построены графики зависимости удельной работы резания от величины подачи на зуб $k = f(U \cdot t/V)$.

Так, для случая раскряжевki ели получены зависимости:

$$\begin{aligned} & \text{– для острого резца: } p = 0,07 \text{ мм} \\ & \quad k = 0,4 + 0,003 \cdot \bar{b} + 15/d + 0,3/U_z + b' \\ & \text{– для тупого резца: } p = 0,2 \text{ мм} \\ & \quad k = 0,4 + 0,003 \cdot \bar{b} + 15/d + 0,6/U_z + b'', \end{aligned}$$

где \bar{b} — угол резания, град.; d — диаметр резца, мм; U_z — подача на зуб, мм; b' , b'' — величина, учитывающая

трение стружки о стенки межзубовой впадины соответственно для острых и тупых резцов.

Проанализировав получение зависимости, автор пришел к выводу, что удельная работа резания втулочными резцами ниже, чем чашечными.

Для чашечных резцов значения работы резания равны:

- при распиловке ели: $k_{min} = 16,66 \cdot 10^6$ Дж/м³;
- при распиловке березы: $k_{min} = 18,72 \cdot 10^6$ Дж/м³.

Для втулочных резцов:

- при распиловке ели: $k_{min} = 15,68 \cdot 10^6$ Дж/м³;
- при распиловке березы: $k_{min} = 16,76 \cdot 10^6$ Дж/м³.

Таким образом, было установлено, что удельная работа резания для втулочных резцов на 15–20 % меньше, чем для чашечных резцов, работающих в идентичных условиях.

Все исследования В.С. Муратова проводились для случая резания единичным резцом, и поэтому для проверки работоспособности вышеуказанных типов резцов были проведены лабораторные и производственные испытания при работе режущего инструмента гибкого типа в эксплуатационных режимах. В результате экспериментов было установлено значительное преимущество чашечных и втулочных резцов по сравнению с Г-образными зубьями пильной цепи по критерию работоспособности. Кроме того, исследования показали высокую работоспособность дисковой фрезы с установленными в ней резцами с кольцевой режущей кромкой при срезании деревьев валочной машиной при ее работе по принципу движения «напроход».

Созданию и исследованию режущих элементов «канатных пил» были посвящены работы И.Д. Буренина [16–22]. Проведя анализ различных вариантов резцов кольцевой формы, использующихся в камнерезной промышленности, автор предложил несколько различных модификаций режущих элементов, отличающихся друг от друга как формой, так и геометрическими параметрами, для использования при поперечной распиловке древесины. Для изучения вопроса выбора рациональных форм и параметров чашечных резцов им была создана экспериментальная установка, обеспечивающая пиление лесоматериалов отрезками пильных цепей. В результате большого числа опытов и наблюдений получены следующие выводы:

– режущие элементы (зубья), имеющие кольцевую режущую кромку, имеют максимальное сопротивление резанию по сравнению с другими конструкциями режущих элементов;

– рациональными параметрами для зуба, имеющего кольцевую кромку диаметром $d_n = 30$ мм и длину $d_n = 30$ мм, являются:

- угол резания $b = 50^0$,
- задний угол $L = 7^0$,
- длина режущей головки $l_z = 6$ мм,
- радиус закругления пазухи зуба $r_1 = 5$ мм,
- радиус сопряжения ограничителя с ножкой $r_2 = 12,5$ мм,

– диаметр ограничителя следует принимать в зависимости от подачи на зуб U_z ;

– сила резания P_p для одиночного зуба с кольцевой режущей кромкой и рациональными параметрами при распиловке древесины лиственницы может быть определена по эмпирической зависимости:

$$P_p = 22,9 \cdot U_z^2 + 5,81U_z + 25,5,$$

где U_z — подача на зуб, мм;

– снижение диаметра лезвия ведет к значительному уменьшению усилия резания,

– производительность чистого пиления экспериментальной конструкции «канатной пилы», оснащенной зубьями с кольцевой режущей кромкой, при скорости резания $V_p = 14–16$ м/с составила 210 см²/с.

В работе [21] И.Д. Буренин рассматривает вопрос о силах сопротивления резанию и сопротивлении трению режущего инструмента о стенки и дно пропила. Величина этих сил зависит от ряда факторов:

- от площади контакта задней грани зуба и ограничителя со стенками и дном пропила,
- от вида резания,
- от степени затупления режущей кромки,
- от породы древесины и др.

Автором представлены выражения для качественной оценки влияния всех этих факторов на обе составляющие силы сопротивления, из которых следует, что доминирующее влияние на них имеет величина длины режущего элемента (ширина ограничителя + длина ножки + ширина режущей головки).

Полное сопротивление резанию (P_p) представляется следующим выражением:

$$P_p = (P_y + P_{mp} + P_c) \cdot l_{np} / t,$$

где P_y — сопротивление древесины собственно резанию, приходящееся на один зуб в пропиле; P_{mp} — сопротивление трения режущей головки и ограничителя зуба о стенки и дно пропила; P_c — сопротивление перемещению стружки в пропиле, приходящееся на один зуб; l_{np} — длина пропила; t — шаг зубьев.

В работе [22] указываются причины, вызывающие зажим пильных органов в пропиле, отмечается возможность устранения зажимов путем использования режущих органов, самообеспечивающих своей конструкцией сохранение работоспособности в условиях схождения стенок пропила. Таким режущим органом является предложенная автором «канатная сила». В этих же работах И.Д. Буренин приводит зависимости для определения кинематических параметров процесса стружкообразования, геометрии сечения стружки, срезаемой резцом кольцевой режущей кромки во время пиления.

Продолжением этой перспективной и актуальной проблемы использования резцов чашечного типа для распиловки круглых лесоматериалов явилась работа Г.Л. Козина [23]. Автор исследовал теоретические основы резания древесины резцами кольцевой формы, в результате чего были получены зависимости для определения таких параметров, как сила резания, удельная работа резания, мощность резания.

Автором исследованы зависимости $k = f(u_2)$ для случаев распиловки различных пород древесины резцами с различной степенью затупления.

Особое внимание в работе уделено изучению причин, вызывающих зажим режущего органа в пропилах. Автором теоретически обоснована невозможность зажима чашечных резцов при смыкании стенок пропила в верхней точке, получены зависимости для определения дополнительной площади стружки, срезаемой в процессе зажима и, как следствие, для определения дополнительных затрат мощности на преодоление зажима. По полученным зависимостям было определено, что при смыкании стенок пропила в верхней точке дополнительно затрачивается на преодоление зажима 2 % мощности. Однако это не совсем правильно, поскольку автором была допущена некоторая неточность при определении площади дополнительно срезаемой стружки, что и привело к занижению значения дополнительных затрат мощности на преодоление зажима режущего органа в пропилах. В этой же работе Г.Л. Козинев приводит ряд экспериментальных исследований, подтверждающих правильность теоретических разработок. Им обоснована высокая работоспособность гибкого режущего инструмента как при пилении одиночного хлыста, так и при пилении пачки. Для этих целей автором была спроектирована и создана экспериментальная установка, позволяющая проводить исследования по изучению различных аспектов вопроса о групповой раскряжке. В результате теоретических и экспериментальных разработок был сделан вывод о целесообразности использования режущих органов с резцами чашечного типа для раскряжки пачек хлыстов как имеющих следующие преимущества перед пильной цепью ППУ-30М:

- беззажимность пиления,
- высокая производительность чистого пиления,
- меньшая металлоемкость,
- простота конструкции,
- высокая долговечность.

Современное раскряжечное оборудование не полностью отвечает требованиям промышленности, поэтому процесс раскряжки круглых лесоматериалов нуждается в дальнейшем изучении и совершенствовании. Так, практически не решено одно из основных требований к раскряжечным установкам — беззажимность процесса пиления. Особенно это относится к установкам пачковой (групповой) раскряжки. Первые образцы подобного типа установок, созданные в ЦНИИМЭ, показали себя высокопроизводительными и перспективными. Но, тем не менее, имеется ряд существенных недостатков данных установок, к основным из которых можно отнести зажим режущего инструмента в пропилах, сложность вывода зажатого режущего инструмента из пропила и другие, связанные с конструктивными особенностями пильного аппарата установки и используемого режущего инструмента.

Решением этой проблемы для установок подобного назначения стало предложение использовать в качестве режущего элемента резцы с кольцевой формой,

расположенные на режущем инструменте гибкого типа. Так Г.Л. Козиневым [23] предложены для сравнения два вида конструкции:

- орган, имеющий в качестве несущего элемента стальной трос, на котором жестко закреплены резцы и промежуточные муфты;

- орган, имеющий в качестве несущего элемента шаровые болты, соединяющие резцы между собой.

После проведенных исследований были выявлены преимущества первого варианта режущего органа, среди которых наиболее существенными являются:

- меньшая жесткость к изгибу во всех плоскостях,
- простота конструкции,
- пониженный уровень шума во время работы,
- меньшая металлоемкость,
- отсутствие необходимости создания специальных приводных звездочек.

Использование для раскряжки пачек хлыстов режущих органов, имеющих в качестве несущего элемента стальной канат, накладывает ряд требований к геометрическим размерам сечения последнего, поскольку диаметр режущих элементов (резцов с кольцевой кромкой) определяется главным образом диаметром каната. Во-первых, режущий орган должен иметь минимальный диаметр. Это объясняется тем, что ширина пропила, а для гибкого режущего органа это диаметр резцов, в значительной степени оказывает влияние на энергосиловые параметры установки, характеризует потери древесины в виде стружки и опилок, определяет металлоемкость всего пильного аппарата. Во-вторых, режущий орган является основным узлом, от которого зависят работоспособность и эффективность работы всей группораскряжечной установки. Поэтому он должен удовлетворять и требованиям надежности. Надежность является комплексным показателем, включающим в себя долговечность, безотказность, ремонтпригодность и сохраняемость [24].

Суммируя все указанные требования, задачу можно поставить следующим образом: режущий орган должен иметь размеры, обеспечивающие минимальные затраты силовых ресурсов и максимальную надежность работы (здесь будет рассмотрена долговечность несущего каната исходя из условия прочности). При решении данной задачи необходимо учесть природу нагружения режущего органа и качественные характеристики материала несущего каната [25].

Рассматривая пачку круглых лесоматериалов как объект обработки, можно сказать, что она обладает вполне определенными свойствами. Пачка образована совокупностью отдельных элементов и представляет сложную физическую среду с дискретно распределенной массой по объему, в связи с чем изменяется длина дна пропила в процессе пиления. При групповой раскряжке следует различать среднее и мгновенное значение длины дна пропила. Для определения статических характеристик процесса пиления (производительности чистого пиления, удельной энергоемкости и др.) достаточно значения средней длины дна пропила. Эта величина зависит от плотности пачки, которая обуславливается структурой укладки, а плотность пачки, в свою очередь,

характеризуется коэффициентом полндревесности K_n по сечению. Действительное значение плотности массы древесины по сечению пачки, в силу особенностей ее строения, распределено неравномерно. С увеличением ширины пачки колебания плотности массы, в связи с вероятностным характером расположения хлыстов, будут затухать и, как показали проведенные исследования [26] по определению объемов штабелей, коэффициент полндревесности по ширине штабеля имеет практически постоянные значения. Анализ значений коэффициента K_n с учетом различных вариантов структуры укладки показал, что данная величина имеет нормальный закон распределения со своими статистическими характеристиками.

В связи с этим можно сделать вывод о стохастической природе сил, действующих на режущий орган в процессе пиления. Тем более, нельзя забывать и о влиянии таких факторов, как порода, влажность, диаметр лесоматериала, природно-климатические условия, которые также имеют вероятностную природу. Из всего вышесказанного следует, что усилие резания определяется как $P_p = \varphi(K_n)$ при прочих равных условиях и носит вероятностный характер.

Для того, чтобы определить закон распределения функции $f(y)$ (силы резания), необходимо в выражение известного закона распределения аргумента $f(x)$ (коэффициент полндревесности пачки) вместо x подставить выражение для обратной функции и все полученное выражение умножить на абсолютное значение производной обратной функции. Тогда, имея функциональную зависимость $y = a \cdot x + b$, где a, b — неслучайные коэффициенты; x — случайный аргумент с плотностью распределения $f(x)$:

$$f(x) = \frac{1}{S_x \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(x-m_x)^2}{2S_x^2}},$$

и, получив обратную функцию $x = (y-b)/a$ и ее производную $x' = 1/a$, получим искомый закон распределения в виде:

$$f(y) = \frac{1}{|a|} \cdot \frac{1}{S_x \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{((\frac{y-b}{a})-m_x)^2}{2S_x^2}},$$

где S_x — среднее квадратичное отклонение аргумента; m_x — математическое ожидание значения аргумента.

Линейная функция аргумента, подчиненного нормальному закону распределения, также подчинена нормальному закону [24] со своими числовыми характеристиками: математическим ожиданием и дисперсией.

Тогда статистические характеристики закона распределения усилия резания определяются как:

$$M_{P_p} = \varphi(M_{K_n}) \quad (1)$$

$$S_{P_p}^2 = S^2 [\varphi(M_{K_n})]^2 \quad (2)$$

где M_{P_p}, M_{K_n} — математическое ожидание значений усилия резания и коэффициента полндревесности соответственно; $\varphi'(M_{K_n})$ — первая производная функции $P_p = \varphi(K_n)$ по K_n ; $S_{P_p}^2, S_{K_n}^2$ — дисперсия

значений усилия резания и коэффициента полндревесности.

Поскольку нагрузка на режущий орган в реальных условиях распиловки пачки хлыстов носит случайный характер, а характеристики сопротивления усталости материала, из которого изготовлен несущий канат, являются величинами случайными [25], то трактовка условий прочности при определении параметров сечения должна основываться на вероятностных методах [27].

В настоящее время вероятностные методы получили широкое распространение при решении различных задач во многих отраслях промышленности [28; 29]. Они эффективны и могут рассматриваться как нормативные при требуемой вероятности безотказной работы $[P]$. В лесной промышленности, как и в машиностроении, значение нормативной вероятности безотказной работы механизма составляет 0,990–0,999, что подтверждает корректность применения этих методов при расчете несущего каната гибкого режущего органа на прочность. Вероятностная трактовка условий прочности для сечения несущего каната при стохастических нагрузках основывается на статической оценке возможных случайных отклонений амплитуды напряжений, действующих в сечении каната, порождаются не только внешними нагрузками со стороны объекта труда, но и внутренними усилиями, вызванными переходными динамическими процессами, непостоянностью натяжения и другими факторами.

В большинстве случаев вероятностные распределения характеристик обобщенных нагрузок, действующих на канат, и предел выносливости сталей можно с достаточной точностью аппроксимировать нормальным законом распределения (как это было обосновано выше).

Расчет вероятности безотказной работы нагруженного элемента по напряжениям выполняется наиболее просто именно при использовании нормального закона распределения пределов выносливости и амплитуд напряжений.

Тогда условие прочности сечения несущего каната гибкого режущего органа может быть, в общем случае, выражено в виде [29]:

$$M = \sigma_0 - \sigma_a \geq 0, \quad (3)$$

где σ_0 — предел выносливости материала; σ_a — напряжения, действующие в сечении каната.

Поскольку величина вероятностных напряжений σ_a описывается нормальным законом распределения, то величина M для сечения каната носит также вероятностный характер с тем же законом распределения и параметрами \bar{M} и S_m^2 . На основании известных формул теории вероятностей среднее значение \bar{M} и дисперсия S_m^2 величины M могут быть найдены по следующим зависимостям:

$$\begin{aligned} \bar{M} &= \bar{\sigma}_0 - \bar{\sigma}_a; \\ S_m^2 &= S_{\sigma_0}^2 + S_{\sigma_a}^2. \end{aligned}$$

В этом случае получим значение M_p , соответствующее заданной вероятности P [64]:

$$M_p = \bar{M} + U_p \cdot S_m, \quad (4)$$

где U_p — квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности P .

Значение $M_p = 0$ разграничивает области отрицательных и положительных величин M , так что вероятность безотказной работы определяется на уравнения

$$M_p = \bar{M} + U_p * S_M = 0 \quad (5)$$

Из выражения (5) следует:

$$U_p = -\frac{\sigma_0 - \sigma_a}{\sqrt{S_{\sigma_0}^2 + S_{\sigma_a}^2}} \quad (6)$$

где $\sigma_a = \frac{\varphi(P_p) + c}{F_{кан}} = \frac{T_0}{F_{кан}}$, $S_{\sigma_a} = \varphi'_{K_n} \cdot S_{K_n}$,

где T_0 — натяжение несущего каната вследствие воздействия сил, возникших в процессе распиловки; $F_{кан}$ — площадь сечения каната; C — некоторая компонента, включает в себя влияние всех сил, кроме силы резания.

Табличное значение квантиля U_p , соответствующее вероятности неразрушения сечения каната, составляет $[U_p]_{p=0,999} = 3,09$ [29]. Таким образом, для обеспечения надежной работы режущего органа с вероятностью P при известных статистических характеристиках выносливости материала каната и параметров законов распределения действующих случайных напряжений, сечение каната набирается таким, чтобы выполнялось следующее условие:

$$\min D_{U_p} = \min [U_p - [U_p]] \quad \forall U_p \geq [U_p]. \quad (7)$$

Методы и результаты исследования

Для определения геометрических параметров сечения несущего каната необходимо рассмотреть вопрос о величине его натяжения в зависимости от различных сил, возникающих в процессе пиления. Предлагаемая методика расчета гибкой нити (режущего органа с несущим стальным канатом) строится на использовании положений теории изгиба. При изгибе действие различных нагрузок на балку (нить принята за балку, имеющую две точки опоры) может быть приведено в любом ее сечении к действию двух силовых факторов: изгибающего момента M_x (сумма всех односторонних сил относительно центра тяжести рассматриваемого сечения) и поперечной силы Q_x (сумма проекций всех нагрузок, расположенных по одну сторону от сечения) [30]. Начальной нагрузкой будем считать равномерно распределенный вес режущего органа и некоторое монтажное натяжение P_m . Под действием возникающих в процессе пиления усилия резания $P_p^{кан}$ в горизонтальной плоскости и усилия отжима P_0 с усилием подачи P_u в вертикальной плоскости, точка K , к которой приведены все указанные усилия, переместится в положение K_1 , характеризующееся смещениями b и f (рис. 1).

На основе условий, связывающих начальную, конечную длину и деформацию нити на участках, разделяемых точкой приложения сил K , составим уравнения деформации для левой части нити:

$$L = L_1 - \Delta L, \quad (8)$$

где L — длина нити до нагружения; L_1 — длина нити после нагружения; ΔL — деформация нити.

Или в развернутом виде:

$$a + \frac{1}{2H^2} \int_0^a Q_1 dx = a + \delta + \frac{1}{2T_A^2} \int_0^a Q_2 dx - \frac{T_A - H}{E \cdot F_{кан}} a, \quad (9)$$

где Q_1 — нагрузка до нагружения, $Q_1 = \frac{g l_M}{2} - qx$;

Q_2 — нагрузка после нагружения, $Q_2 = \frac{g l_M}{2} - qx + \frac{\Delta P}{2} + \frac{P_p^{кан} \cdot l}{l_M}$.

$\Delta P = P_u - P_0$;

H — начальная нагрузка, $H = \frac{g l_M^2}{g f} + P_m$;

g — погонный вес режущего органа; l_m — межосевое расстояние пильного аппарата,

$$l_m = B_{п} + R_{ш} + 2y;$$

где y — конструктивный зазор; E — модуль упругости остального каната; $F_{кан}$ — площадь сечения каната; $R_{ш}$ — радиус шкивов.

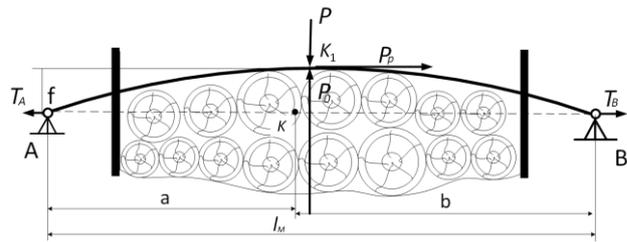


Рис. 1. Схема для расчета натяжения несущего каната

После вычисления интегралов и арифметических преобразований определим величину сечения:

$$\delta = g^2 \frac{a}{2} \left(\frac{a^2}{3} - \frac{a \cdot l_m}{2} + \frac{l_m^2}{4} \right) \left(\frac{1}{H^2} - \frac{1}{T_A^2} \right) + \frac{(T_A - H) \cdot a}{E \cdot F_{кан}} - \frac{1}{2T_A^2} \left[\frac{P_p^{кан2} \cdot f^2 \cdot a}{l_m^2} + \frac{\Delta P^2 \cdot b^2 \cdot a}{l_m^2} + \frac{g P_p^{кан} \cdot a \cdot b \cdot f}{l_m} + \frac{g \Delta P \cdot a \cdot b^2}{l_m} + \frac{2 \Delta P \cdot P_p^{кан} \cdot f \cdot a \cdot b}{l_m^2} \right] \quad (10)$$

Поскольку точка K_1 находится на сечении длины гибкой нити, т.е. $a = b = \frac{l_m}{2}$, получим:

$$\delta = \frac{g^2 \cdot l_M^3}{4} \left(\frac{l_M^2}{12} - \frac{l_M^2}{4} + \frac{l_M^2}{4} \right) \left(\frac{1}{H_2} - \frac{1}{T_A^2} \right) + \frac{(T_A - H) \cdot l_M}{2E \cdot F_{кан}} - \frac{1}{2T_A^2} \left[\frac{P_p^{кан2} \cdot f^2 \cdot l_M}{2l_M^2} + \frac{\Delta P^2 \cdot l_M^3}{8l_M^2} + \frac{g P_p^{кан} \cdot f \cdot l_M^2}{4l_M} + \frac{g \Delta P \cdot l_M^2}{8l_M} + \frac{2 \Delta P \cdot P_p^{кан} \cdot f \cdot l_M^2}{4l_M^2} \right]$$

Проведя некоторые преобразования и приводя подобные члены, будем иметь следующее выражение

$$\delta = \frac{g^2 \cdot l_M^3}{48} \left(\frac{1}{H_2} - \frac{1}{H_A^2} \right) + \frac{(T_A - H) \cdot l_M}{2E \cdot F_{кан}} - \frac{1}{2T_A^2} \left[\frac{4 P_p^{кан2} \cdot f^2 + l_M (\Delta P^2 l_M + 2 g P_p^{кан} \cdot f \cdot l_M + g \Delta P \cdot l_M^2 + 4)}{8 l_M} \right] \quad (11)$$

Аналогично выражаем смещение δ из уравнения деформации (8) для правой части нити:

$$b + \frac{1}{2H^2} \int_0^b Q_1 dx = b - \delta + \frac{1}{2T_B^2} \int_0^b Q_2 dx - \frac{(H - T_B) \cdot b}{E \cdot F_{кан}}$$

$$Q_1 = \frac{gl_M}{2} - qx; \quad Q_2 = -\frac{gl_M}{2} + qx - \frac{\Delta P}{2} - \frac{P_{кан}^{кан} \cdot l}{l_M}$$

Тогда

$$\delta = -\frac{g^2 \cdot b}{2} \left(\frac{ab^2}{3} - \frac{b \cdot l_M}{2} + \frac{l_M^2}{4} \right) \left(\frac{1}{H^2} - \frac{1}{T_B^2} \right) + \frac{(T_B - H) \cdot b}{E \cdot F_{кан}} - \frac{1}{2T_B^2} * \left[\frac{P_{кан}^{кан2} \cdot f^2 \cdot b}{l_M^2} + \frac{\Delta P^2 \cdot a^2 \cdot b}{l_M^2} + \frac{gP_{кан}^{кан} \cdot a \cdot b \cdot f}{l_M} + \frac{g\Delta P \cdot a^2 \cdot b}{l_M} + 2\Delta P \cdot P_{кан} f \cdot a \cdot b l_M \right]$$

(12)

При условии $a = b = \frac{l_M}{2}$ получим:

$$\delta = -\frac{g^2 \cdot l_M^3}{4} \left(\frac{1}{H_2} - \frac{1}{T_B^2} \right) + \frac{(T_B - H) \cdot l_M}{2E \cdot F_{кан}} - \frac{1}{2T_B} \cdot \left[\frac{P_{кан}^{кан2} \cdot f^2}{2l_M} + \Delta P^2 \cdot l_M 38 l_M^2 - g P_{кан} \cdot f \cdot l_M 24 l_M + g \Delta P \cdot l_M 38 l_M - 2 \Delta P \cdot P_{кан} f \cdot l_M 24 l_M \right]$$

Приравняем правые части уравнений (11) и (12) и разрешим их относительно T_A с помощью уравнения равновесия системы:

$$T_B = T_A - P_{кан}^{кан} \quad (13)$$

Значения координаты f :

$$f = \frac{M}{T_A} = \frac{g \frac{a \cdot b}{2} + \frac{\Delta P \cdot a \cdot b}{l_M} + \frac{P_{кан}^{кан} \cdot f \cdot a}{l_M}}{T_A}$$

$$f = \frac{l_M \cdot (gl_M + 2\Delta P)}{8T_A - 4P_{кан}^{кан}} \quad (14)$$

В результате подстановки получим следующее:

$$\begin{aligned} & \frac{g^2 \cdot l_M^3}{48} \left(\frac{1}{H_2} - \frac{1}{T_A^2} \right) + \frac{(T_A - H) \cdot l_M}{2E \cdot F_{кан}} - \\ & - \frac{1}{2T_A^2} \left[\frac{4P_{кан}^{кан2} \left(\frac{e(gl_M + 2\Delta P)}{8T_A - 4P_{кан}^{кан}} \right)^2 + l_M (\Delta P^2 \cdot l_M + 2gP_{кан}^{кан} \cdot \frac{l_M(gl_M + 2\Delta P)}{8T_A - 4P_{кан}^{кан}} + g\Delta P \cdot l_M^2 + \left(\frac{l_M(gl_M + 2\Delta P)}{8T_A - 4P_{кан}^{кан}} \right) \cdot 4\Delta P \cdot P_{кан}^{кан})}{8l_M} \right] + \frac{g^2 \cdot l_M^3}{48} \left(\frac{1}{H_2} - \right. \\ & \left. \frac{1}{T_A - P_{кан}^{кан2}} \right) + \frac{(T_A - P_{кан}^{кан} - H) \cdot l_M}{2E \cdot F_{кан}} - \\ & - \frac{1}{2(T_A - P_{кан}^{кан})^2} \left[\frac{4P_{кан}^{кан2} \left(\frac{l_M(gl_M + 2\Delta P)}{8T_A - 4P_{кан}^{кан}} \right)^2 + l_M (\Delta P^2 \cdot l_M + 2gP_{кан}^{кан} \cdot \frac{l_M(gl_M + 2\Delta P)}{8T_A - 4P_{кан}^{кан}} + g\Delta P \cdot l_M^2 - 4\Delta P \cdot P_{кан}^{кан} \cdot \frac{l_M(gl_M + 2\Delta P)}{8T_A - 4P_{кан}^{кан}})}{8l} \right] = 0. \quad (15) \end{aligned}$$

Разрешим уравнение (15) относительно T_A , получим значение натяжения несущего каната в зависимости от усилий, действующих на режущий орган в процессе распиловки. При рассмотрении данного вопроса необходимо учесть и тот факт, что во время распиловки нижнего ряда хлыстов в пачке наблюдается явление зажима режущего органа, т. е. резкое сближение стенок пропила после достижения недопила определенной величины. Как показали экспериментальные исследования, сближение стенок пропила у хлыстов нижнего ряда при распиловке пачки объемом 25–30 м³ начинается при высоте недопила, равной 0,46–0,48 диаметра хлыста. Это, естественно, вызывает дополнительное натяжение несущего каната в виде некоторого импульса, что может привести к его разрыву. Определим это дополнительное натяжение приближенно, предположив, что дугу $\overline{AK_1}$ (рис. 2) с достаточной степенью точности можно считать дугой окружности r , проходящей через точки A и K_1 .

Пусть центр окружности будет находиться в точке O и центральные углы $\angle AOK_1$ и $\angle AOK$ равны соответственно φ_1 и φ . Приняв начало отчета дуговой координаты в точке A и обозначив дугу $\overline{AK_1} = S_1$ и $\overline{AK} = S$, запишем:

$$S_1 = r \cdot \varphi_1. \quad (16)$$

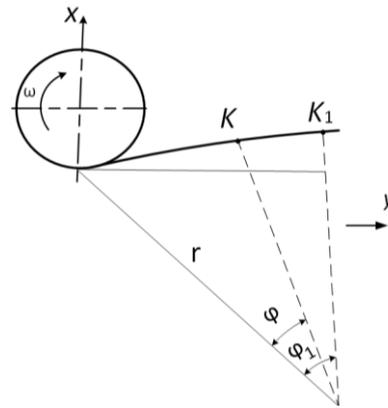


Рис. 2. Схема для определения дополнительного натяжения несущего каната в условиях действия зажима

В случае действия на гибкую нить рывка уравнение удара относительно импульса натяжения \overline{T} записывается в виде:

$$\partial^2 \overline{T} / \partial S^2 - \overline{T} / \rho^2 = 0. \quad (17)$$

Пользуясь уравнением (17) с заменой импульса натяжения динамическим натяжением и с учетом выражения (16), получим:

$$\begin{aligned} \partial^2 \overline{T} / \partial S^2 &= \partial^2 T / \partial \varphi_1^2 \\ \partial^2 T / \partial \varphi_1^2 &= T \end{aligned} \quad (18)$$

где T_d — динамическое ударное натяжение.

Интегрируя уравнение (18), получаем общее решение:

$$T_d = C_1 \cdot e^{\varphi} + C_2 \cdot e^{-\varphi} \quad (19)$$

Произвольные постоянные C_1 и C_2 определяются из условия, что в момент схождения стенок пропила $(T_d)_{K_1} = T_{зак}$ и допущения, что при зажиме точки K_1 в пропиле наблюдается рывок, в результате чего ее мгновенная скорость становится равной нулю, т.е. $U_p = 0$.

Суммарное натяжение в момент рывка можно выразить в следующем виде:

$$T_C = T_A + C_1 e^{\varphi} + C_2 \cdot e^{-\varphi} = T + T_d \quad (20)$$

где T_C — суммарное натяжение несущего каната в момент действия зажима (рывка), T — натяжение каната до рывка, соответствующее значению T_A , т.е. $T = T_A$.

Из принятых условий и допущений следует, что

$$T_{зак} = T_A + C_1 \cdot e^{\varphi_1} + C_2 \cdot e^{-\varphi_1} \quad (21)$$

В этом случае суммарное натяжение несущего каната в любой его точке (что учитывается углом φ_1) при действии зажима определяется выражением:

$$T_C = T_A + (T_{зак} - T_A) \cdot \operatorname{ch}\varphi / \operatorname{ch}\varphi_1 \quad (22)$$

где $\operatorname{ch}\varphi_1$ — гиперболический косинус.

Учитывая то, что точка K_1 находится на середине режущего органа, имеющего прогиб f под действие усилия отжима, и движущегося по некоторой дуге окружности радиусом r , получим значение угла φ_1 в зависимости от параметров установки. Используя тригонометрические выражения, будем иметь

$$\varphi_1 = 2 \operatorname{arctg} 2f/l.$$

Тогда зависимость (22) примет вид:

$$T_C = T_A + \Delta T \cdot \operatorname{ch}\varphi / \operatorname{ch}(2 \operatorname{arctg} 2f/l). \quad (23)$$

Из полученной зависимости (23) видно, что чем ближе к точке набегания режущего органа на приводной шкив происходит зажим, тем значительнее влияние рывка на несущий канат, т.е. в точке набегания имеем максимальное натяжение каната по его длине:

$$T_{max} = T_A + \Delta T / \operatorname{ch}(2 \operatorname{arctg} 2f/l), \quad (24)$$

Литература

1. Sheingauz A., Antonova N., Glovatskaya O., Sukhomirov G., Bardal A., Kakizawa H. Comprehensive guidelines for local population participation in forest management in the southern part of Khabarovskiy krai // Guidelines and recommendations for participatory, sustainable forest use and management / Editor Makoto Inoue-Kanagawa(Japan): Institute for Global Environmental Strategies, 2015. P. 61-89.
2. Conservation action plan for the Russian Far East ecoregion complex: In 2 parts. Vladivostok: Khabarovsk: Blagoveshchensk: Birobidzhan: WWF, Far Eastern Branch, 2018.
3. Основные направления развития отрасли: Правительство Хабаровского края. Лесной комплекс. URL: <http://www.pg-online.ru/shipping>. (дата обращения: 20.09.2021).

где ΔT — изменение натяжения в момент зажима, определяется ростом усилия резания по мере схождения стенок пропила, $\Delta T = T_{зак} - T_A$.

Определив натяжение каната в статистическом положении, тем не менее, нельзя оперировать им для расчетов на прочность по условию (6). Во время работы тяговой системы в реальных условиях эксплуатации в период разгона и даже при установившемся движении имеют место усилия, значительно превышающие статические (динамические усилия). Исследованиями Г.А. Дошинского [30] была установлена зависимость между статическим и динамическим натяжением приводных канатов для различных режимов работы привода и характера его нагружения в виде динамических коэффициентов $k_{дин}$:

$$k_{дин} = \frac{T_{дин}}{T_{стат}}.$$

Для кинематической схемы привода с четырьмя шкивами, один из которых приводной, и среднего режима работы, характеризующегося небольшими перерывами в работе при максимальных нагрузках и средних скоростях движения, коэффициент динамичности находится в пределах $k_{дин} = 1,35-1,40$ [30], т.е. величина динамического натяжения превышает расчетное статистическое натяжение на 35–40 %. Таким образом, натяжение несущего каната в процессе распиловки пачки хлыстов гибким режущим органом определяется из выражения:

$$T_0 = \left(T_A + \frac{\Delta T}{\operatorname{ch}(2 \operatorname{arctg} \frac{2f}{e})} \right) \cdot k_{дин} \quad (25)$$

Заключение

Практическая значимость работы состоит в том, что предложенный метод расчета конструктивных параметров режущего органа с круглыми резами чашечного типа, имеющего в качестве несущего элемента стальной канат, позволяет установить динамические нагрузки в объекте исследований при возможном воздействии зажима в пропиле.

Полученные результаты позволяют прогнозировать прочность и долговечность режущего органа и использовать их для дальнейшего изучения конструктивных и технологических параметров установки для раскряжевки пачек круглых лесоматериалов в рамках поиска их оптимальных значений.

4. Developing a forest conservation strategy for the Russian Far East: The research interim report for the second year study // Russia country report 2012/2013 / Ed. Kakizawa, Hiroaki. Hayama (Japan): Institute for Global Environmental Strategies, 2014. P. 1-44.
5. Forest Industries (USA). 2008. № 11. P. 58-63.
6. Forest Industries (USA). 2009. № 4. P. 64-69.
7. Forest Industries (USA). 2009. № 8. P. 53-56, 112-115.
8. Forest Industries (USA). 2009. № 9. P. 71-76.
9. Кариков Н.М., Фиров Г.М. Бесшинная раскряжевка пакетов хлыстов // Лесоэксплуатация и лесосплав. Реф. инф. ВНИЦИЭИлеспром. 1991. № 5. С. 6-7.

10. Рябухин П.Б., Абузов А.В. Метод параметрического синтеза установки для пачковой раскряжевки круглых лесоматериалов // Системы Методы Технологии. 2021. № 2. С. 126-133.
11. Залегаллер Б.Г. Расчет пильных механизмов раскряжевочных установок. Л.: Изд-во ЛГУ, 1994. 179 с.
12. Вячеславов Н.А. О теоретических исследованиях условий беззажимного поперечного пиления древесины // Труды ЦНИИМЭ. 1992. Вып. 127. С. 43-50.
13. Бельмач М.И. К вопросу снижения усилия надвигания в цепных пилах // Труды Сиб. технологического ин-та. 2005. Вып. 32. С. 12-26.
14. Муратов В.С. Исследование и разработка срезающего устройства машин для валки деревьев: дис. ... канд. техн. наук. М., 2009. 199 с.
15. Муратов В.С. Режущая цепь: а.с. 292764, СССР. Опубл. 15.1.71, № 15.
16. Буренин И.Д. Экспериментальная установка для исследования процесса пиления древесины резцами, нанизанными на несущую гибкую нить // Труды Сиб. технологического ин-та: материалы конф. по итогам науч.-исслед. работ. Красноярск, 1996. С. 6-9.
17. Буренин И.Д. Результаты экспериментального исследования процесса резания древесины специальными резцами // Труды Сиб. технологического ин-та: материалы конф. по итогам науч.-исслед. работ. Красноярск, 1990. С. 32-36.
18. Буренин И.Д. Теоретические предпосылки процесса поперечного резания древесины резцами с кольцевой режущей кромкой // Труды Сиб. технологического ин-та: материалы конф. по итогам науч.-исслед. работ. Красноярск, 1991. С. 37-40.
19. Буренин И.Д. Тросовая пила по дереву: а.с. 243812, СССР. Опубл. 14.05.69, Бюл. № 13.
20. Буренин И.Д. К вопросу о типах, конструкциях и применении тросовых пил для лесной промышленности // Сб. материалов к юбилейной конф. по итогам науч.-исслед. работ Сиб. технологического ин-та. Красноярск, 1997. С. 64-68.
21. Буренин И.Д. К вопросу о сохранении работоспособности пильного органа в условиях зажима при машинном спливанні деревьев // Труды Сиб. технологического ин-та. Красноярск, 1992. С. 49-65.
22. Буренин И.Д. Кинематические соотношения при пилении тросовой пилой и геометрия номинальной стружки // Труды Сиб. технологического ин-та. Красноярск, 1992. С. 65-75.
23. Козин Г.Л. Разработка и исследование режущего органа для беззажимной раскряжевки пачек хлыстов: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1982. 188 с.
24. Егоров В.И. Прогнозирование надежности и долговечности лесозаготовительного оборудования. М.: Лесная пром-сть, 2002. 128 с.
25. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 2007. 232 с.
26. Хатанзейский В.И. Исследование процесса формирования пакета круглых лесоматериалов: дис. ... канд. техн. наук. Л., 1999. 246 с.
27. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. М.: Мир, 1995. 534 с.
28. Пижурин А.А. Оптимизация технологических процессов деревообработки. М.: Лесная пром-сть, 1995. 312 с.
29. Батищев Д.И. Методы оптимального проектирования. М.: Радио, 1995. 216 с.
30. Дощинский Г.А. Расчет гибких нитей. Томск: ТГУ, 2008. 37 с.

References

1. Sheingauz A., Antonova N., Glovatskaya O., Sukhomirov G., Bardal A., Kakizawa H. Comprehensive guidelines for local population participation in forest management in the southern part of Khabarovskiy krai // Guidelines and recommendations for participatory, sustainable forest use and management / Editor Makoto Inoue-Kanagawa(Japan): Institute for Global Environmental Strategies, 2015. P. 61-89.
2. Conservation action plan for the Russian Far East ecoregion complex: In 2 parts. Vladivostok: Khabarovsk: Blagoveshchensk: Birobidzhan: WWF, Far Eastern Branch, 2018.
3. The main directions of development of the industry: Government of the Khabarovsk Territory. Forestry complex. URL: <http://www.pg-online.ru/shipping>. (data obrashcheniya: 20.09.2021).
4. Developing a forest conservation strategy for the Russian Far East: The research interim report for the second year study // Russia country report 2012/2013 / Ed. Kakizawa, Hiroaki. Hayama (Japan): Institute for Global Environmental Strategies, 2014. P. 1-44.
5. Forest Industries (USA). 2008. № 11. P. 58-63.
6. Forest Industries (USA). 2009. № 4. P. 64-69.
7. Forest Industries (USA). 2009. № 8. P. 53-56, 112-115.
8. Forest Industries (USA). 2009. № 9. P. 71-76.
9. Karikov N.M., Firov G.M. Tireless cutting-chewing of bundles of whips // Lesoekspluatatsiya i lesospilav. Ref. inf. VNI-CIEllesprom. 1991. № 5. P. 6-7.
10. Ryabuhin P.B., Abuzov A.V. 10. The method of parametric synthesis of an installation for bundle bucking of round timber materials // Systems Methods Technologies. 2021. № 2. P. 126-133.
11. Zalegaller B.G. Calculation of sawing mechanisms of cross-cutting installations. L.: Izd-vo LGU, 1994. 179 p.
12. Vyacheslavov N.A. On theoretical studies of the conditions for clampless transverse sawing of wood // Trudy CNIIME. 1992. Vyp. 127. P. 43-50.
13. Bel'mach M.I. On the issue of reducing the thrust force in chain saws // Trudy Sib. tekhnologicheskogo in-ta. 2005. Vyp. 32. P. 12-26.
14. Muratov V.S. Research and development of a cutting device for machines for felling trees: dis. ... kand. tekhn. nauk. M., 2009. 199 p.
15. Muratov V.S. Cutting chain: a.s. 292764, SSSR. Opubl. 15.1.71, № 15.
16. Burenin I.D. Experimental setup for studying the process of sawing wood with cutters strung on a supporting flexible thread // Trudy Sib. tekhnologicheskogo in-ta: materialy konf. po itogam nauch.-issled. rabot. Krasnoyarsk, 1996. P. 6-9.
17. Burenin I.D. The results of an experimental study of the process of cutting wood with special cutters // Trudy Sib. tekhnologicheskogo in-ta: materialy konf. po itogam nauch.-issled. rabot. Krasnoyarsk, 1990. P. 32-36.
18. Burenin I.D. Theoretical prerequisites for the process of transverse cutting of wood with cutters with a circular cutting edge // Trudy Sib. tekhnologicheskogo in-ta: materialy konf. po itogam nauch.-issled. rabot. Krasnoyarsk, 1991. P. 37-40.
19. Burenin I.D. Wire saw for wood: a.s. 243812, SSSR. Opubl. 14.05.69, Byul. № 13.
20. Burenin I.D. On the issue of types, designs and application of cable saws for the forestry industry // Sb. materialov k yubi-

- lejnoj konf. po itogam nauch.-issled. rabot Sib. tekhnologicheskogo in-ta. Krasnoyarsk, 1997. P. 64-68.
21. Burenin I.D. On the question of maintaining the working capacity of the saw body in conditions of clamping during machine cutting of trees // Trudy Sib. tekhnologicheskogo in-ta. Krasnoyarsk, 1992. P. 49-65.
 22. Burenin I.D. Kinematic relations when sawing with a cable saw and the geometry of nominal chips // Trudy Sib. tekhnologicheskogo in-ta. Krasnoyarsk, 1992. P. 65-75.
 23. Kozinov G.L. Development and research of a cutting body for clampless bucking of bundles of tree-lengths: dis. ... kand. tekhn. nauk. L., 1982. 188 p.
 24. Egorov V.I. Forecasting the reliability and durability of logging equipment. M.: Lesnaya prom-st', 2002. 128 p.
 25. Kogaev V.P. Strength calculations at stresses, variable in time. M.: Mashinostroenie, 2007. 232 p.
 26. Hatanzejskij V.I. Investigation of the process of forming a package of round timber: dis. ... kand. tekhn. nauk. L., 1999. 246 p.
 27. Himmel'blau D. Applied nonlinear programming. M.: Mir, 1995. 534 p.
 28. Pizhurin A.A. Optimization of woodworking technological processes. M.: Lesnaya prom-st', 1995. 312 p.
 29. Batishchev D.I. Optimal design methods. M.: Radio, 1995. 216 p.
 30. Doshchinskij G.A. Calculation of flexible threads. Tomsk: TGU, 2008. 37 p.