

ИССЛЕДОВАНИЕ ЛЕСОПИЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ

А.К. Бормотов

К.В. Ромасенко

З.В. Горожанкин

bormotov186@mail.ru

romasenko.live@gmail.com

gorozhankin_bmstu_student@mail.ru

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация

Аннотация

Продемонстрировано решение базовой задачи динамической балансировки пильных модулей деревообрабатывающего оборудования нового вида, выполненного по схеме коленчатой пилы, где исполнительные элементы (полотна) совершают плоское вращательное и одновременно поступательное движение. Тематика статьи относится к фундаментальным основам инженерных наук, а именно к разработке принципиально новых технических решений в области создания распиловочных станков, умножающих преимущества и исключающих недостатки существующего лесопильного оборудования с возвратно-поступательным движением пильной рамки. Материал, изложенный в настоящей статье, способствует решению прикладных задач применительно к потребностям конкретных аналогичных вопросов инженерного, изобретательского и иного характера, а возможно, и создания деревообрабатывающего производства на базе представленного оборудования.

Ключевые слова

Динамическая балансировка, устойчивость полотна, пильный блок, лесопильный станок, многопильный модуль, обратная отрицательная связь, плоское вращательно-поступательное движение, внецентренное натяжение

Поступила в редакцию 20.12.2022

© МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2022

Введение. Представленная работа посвящена финальному этапу создания лесопильного оборудования совершенно нового типа, где пильные полотна описывают окружности в своей фронтальной зоне с заданным эксцентриситетом вращения (рис. 1). При этом концы полотен, как предложено и показано на рисунке, размещаются на шейках коленчатых валов или их имитаторах (эксцентриках), что и дало название лесопильному станку — коленчатая пила.

Аргументом в пользу попытки создания лесопильного оборудования по упомянутой схеме послужил анализ особенностей эксплуатации и логики применения отечественного и зарубежного лесопильного оборудования с батарейным способом распиловки бревен или двухкантных брусьев [1]. По результатам анализа специализированной литературы предполагалось долгое главенствующее положение лесорам на рынке деревообрабатывающего оборудования, если им на смену не придет новый вид лесопильного оборудования, заменяю-

щего возвратно-поступательное движение пильной рамки плоским вращательно-поступательным движением полотен или ему подобным.

История, преимущества коленчатой пилы, хронология изобретений и их особенности. История попыток создания пилы, принципиальная схема которой представлена на рис. 1, относится к концу XIX в. Кажущиеся простота и надежность схемы станка питали изобретателей надеждой на создание нового эффективного распиловочного оборудования, удовлетворяющего давним пожеланиям эксплуатационников.

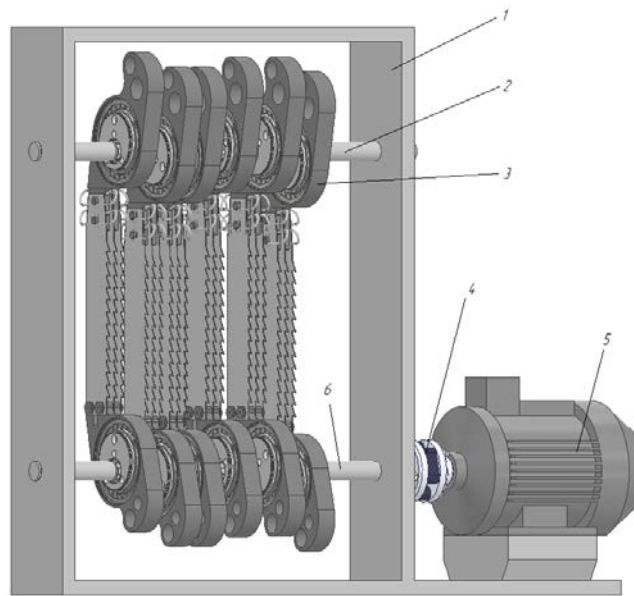


Рис. 1. Принципиальная схема многопильного блока с плоским вращательно-поступательным движением пильных полотен:
1 — станина; 2 — шлицевой вал; 3 — пильный модуль; 4 — муфта;
5 — электродвигатель, нижний шлицевой вал

Даже на первый взгляд конструкция имеет множество преимуществ перед аналогами по функциональному назначению. Перечислим принципиальные отличительные характеристики представленного распиловочного оборудования (по сравнению с лесорамами) и его особенности.

1. *Снижение энергопотребления в 2,5–4 раза, поскольку в любой момент времени процесс пиления осуществляется только одним (из шести) пильным модулем, снабженным одним, двумя или тремя пильными полотнами.*

2. *Снижение массы самого станка в 2–4 раза за счет замены возвратно-поступательных движений пильных полотен их плоским вращательным (круговым поступательным) движением с одновременным обеспечением динамического баланса действующих сил.*

3. *Улучшение качества поверхности распила* за счет двукратной обработки каждой единицы поверхности тремя рядом расположенными зубьями (режущими элементами). Шероховатость после распиловки близка к строжке.

4. *Повышение коэффициента использования древесины* более чем на 10 % при изготовлении досок различной толщины, в том числе паркетной доски. Полотна изготовлены из ленты толщиной 1,2...1,47 мм с шириной режущей части зубьев 2,0...2,27 мм, когда у полотен лесопильных рам минимальная толщина полотна 2,2 мм, а ширина режущей части зубьев 3,2 мм. У дисковых пил ширина 4...5 мм.

5. Станок незаменим при *распиловке редких и ценных пород древесины* полотнами толщиной 1,2 мм.

6. *Масса и габариты станка*, а также практическое отсутствие динамических сил в опорах *позволяют осуществлять рабочий монтаж станка на немассивном фундаменте или без него*. Данное обстоятельство позволяет оперативно перемещать станок в зону благоприятную для его эксплуатации и получения прибыли.

7. *Снижение энергозатрат на единицу распиливаемого материала* в 2–3 раза в результате замены возвратно-поступательных движений пильных рамок, потребляющих до 35 % установленной мощности (48...52 кВт) на круговое поступательное движение пильных модулей. Установленная мощность станка с круговым поступательным движением полотен — 7,6...11 кВт.

8. *Снижение стоимости инструмента* в 2–5 раз как расходного материала. Зубья полотен снабжены твердым сплавом типа «стеллит». Их количество в 3–4 раза меньше количества зубьев полотен лесорам и в 20 раз меньше количества зубьев полотен ленточнопильного оборудования с шириной полотна 150 мм.

9. *Наличие коротких пильных полотен* с длиной, превышающей размер заготовки всего лишь на значение диаметра эксцентриситета вращения пильных модулей, значительно повышает их жесткость и устойчивость, что позволяет устранить блуждание полотна и обеспечить распиловку *в режиме отрицательной обратной связи* между силами резания и силами подачи. В результате происходит *повышение точности распиловки* (разнотолщинности по длине доски) с параметра ГОСТ 24454–80, где $\Delta = \pm 1,0...2,0$ мм (для средней толщины доски 23 мм) до значения $\Delta = \pm 0,3...0,4$ мм (зона упругих деформаций древесины), что снижает затраты при последующей обработке поверхности пиломатериала.

10. *Окупаемость станка* в зависимости от сорта и качества выпускаемого пиломатериала, — минимальная для станков аналогичного функционального назначения.

11. *Увеличение суточной производительности станка* (для малых и средних предприятий) по сравнению с производительностью оборудования следующих видов:

- лесорам типа Р63-4Б или РМ-50 — в 2–4 раза,
- ленточнопильного оборудования любого класса — в 3–6 раз,
- круглопильного оборудования — в 2–4 раза.

12. Конструкция станка позволяет обеспечить дальнейшее *повышение производительности*, а также снижение металлоемкости и себестоимости выпускаемой продукции при его автоматизации и роботизации.

13. Обеспечение *работы со смолосодержащими породами* (лиственницей и ее аналогами) при подаче ПАВ (поверхностно-активное вещество) в зону резания, поскольку жидкость подается непосредственно в пропи́л.

14. Обеспечение *распиловки тонкомерного леса* групповым методом.

15. *Улучшение экологической обстановки*. Снижение шума и вибрации.

16. *Простота станка в эксплуатации*. Конструкция пильного блока характеризуется простотой, поскольку рабочая передача вращения от нижнего вала верхнему валу осуществляется самими полотнами.

17. *Обеспечение стабильной, контролируемой, постоянной силы натяжения* пильных полотен упругими элементами с нелинейной характеристикой жесткости на всем температурном диапазоне эксплуатации станка.

Анализ представленных выше характеристик созданного лесопильного оборудования позволяет предположить, что по совокупности технико-экономических и эксплуатационных показателей станок является *одним из лучших в мире среди станков аналогичного функционального назначения*, используемых на предприятиях малого и среднего бизнеса с годовым объемом выпускаемого пиломатериала от 100 000 до 200 000 м³ в год.

С позиции фундаментальных основ инженерных наук также можно предположить, что разработчиками совершенен научно-технологический прорыв в создании нового вида деревоперерабатывающего оборудования.

Как показали результаты испытаний опытных образцов и их конструкторско-технологическая проработка — станок, выполненный по схеме «коленчатой пилы», способен осуществлять распиловку в режиме автоматизированного и даже роботизированного узла в технологической цепочке непрерывной лесопереработки.

В результате патентных исследований были обнаружены попытки изобретения станков, близких по идее «коленчатой пиле» и представленному ниже разработанному оборудованию [2–7].

Лесопильные станки, в которых используется луч лазера, водяная струя или струна с алмазным сегментированным лезвием [8], не нашли реализации в промышленности.

Практически во всех найденных авторских свидетельствах и патентах на изобретения станков по типу коленчатой пилы, предназначенных для распиловки древесины, практической целью является:

- снижение потребляемой мощности;
- снижение затрат на распиловку;
- снижение металлоемкости и размеров конструкции;
- повышение мобильности;
- снижение разнотолщинности выпускаемого пиломатериала.

Во всех запатентованных решениях главным и единственным условием конструкторского успеха считали обязательную синхронизацию верхнего и нижнего валов с помощью той или иной кинематической связи. Для этого, например, использовали:

- цепную передачу (автор Ю.К. Бартошевич [3]);
- зубчатую передачу (автор В.Ф. Фонкин, патент SU № 1068283);
- рычаг (автор С.Б. Акпанбетов [5]);
- шестеренчатые колеса (автор Р.И. Буйнов [4]), где синхронизация валов осуществляется с помощью зубчатой передачи.

В патенте США от 29 марта 1976 г. № 95482, зарегистрированном в Калифорнии, предполагалось обеспечить синхронизацию валов с помощью самих же пильных полотен, закрепленных в восьми пильных узлах (модулях). Аналогично американскому патенту, синхронизация валов осуществлялась шестью пильными модулями в заявке Ю.К. Бартошевича.

Найдены изобретения специализированных организаций. Так, в тематический план Научно-исследовательского института деревообрабатывающего машиностроения (НИИДРЕВМАШ) (Москва, СССР) была включена работа по созданию устройства для распиловки древесины, конструктивная схема которого была заявлена в Госкомитет СССР по делам изобретений и открытий за № 734164. Марийский ордена Дружбы народов политехнический институт имени А.М. Горького в 1983 г. подал заявку на изобретение «Лесопильная рама» № 3536885/29-15.

Были найдены и другие патенты, несущие в себе идею коленчатой пилы и отличающиеся некоторыми частностями. Однако во всех патентах на изобретения и авторских свидетельствах об изобретении не были определены:

- причины выхода полотен из плоскости их наибольшей жесткости (изгиб) при вращении валов;
- способы, конструкции или механизмы, компенсирующие технологические и термодинамические зазоры во вращающихся узлах;
- значения эксцентриситета «вращения» пильных модулей (полотен), а также их связи с шагом зубьев пильного полотна и углом заострения (заточки) зубьев;
- условия предохранения зубьев полотна от удара затылком зубьев в тело заготовки (бревна, бруса и т. п.), что связано с основными значениями углов заострения зубьев;

– условия гарантированного устойчивого рабочего движения (распиловки), обеспечивающего равномерное прямолинейное движение полотен с минимальным параметром разнотолщинности выпиливаемых досок (распиловка в режиме отрицательной обратной связи сил резания и противодействия им);

– зависимости динамической устойчивости полотен и пильных модулей от их габаритно-весовых характеристик, вызывающих резонансы частот их собственных и параметрических колебаний, что в конечном счете также определяет производительность распиловочного оборудования;

– значения эксцентриситета и силы натяжения полотна, в пределах его статической устойчивости;

– конструкции пильных модулей с узлом подвижной фиксации полотна и его контролируемого натяжения упругими элементами в заданных пределах;

– схемы углового размещения пильных модулей на валах пильного блока, обеспечивающие динамическую балансировку всей конструкции, без дополнительных балансировочных масс при минимальном прогибе валов под действием сил натяжения полотен;

– условия и обоснованность введения корректирующих масс в каждый шарнирный узел пильного модуля с целью исключения формоизменения пильных полотен, в режиме холостого и рабочего вращения.

Как оказалось, последнее является самым важным и первым в линейке поставленных задач. Наличие инерционных сил, возникающих в процессе плоского вращательно-поступательного движения («вращения») у отдельных элементов пильного модуля, в найденных патентах и изобретениях вообще не рассматривался.

Заметим, что в период с 2000 по 2020 г. каких-либо работ зарубежных авторов по исследованию или созданию лесопильного оборудования по схеме коленчатой пилы не было обнаружено. В авторских заявках на получение патентов на изобретения с 2005 по 2020 г. экспертами Патентного ведомства России назначались аналоги (прототипы — известные устройства) только из предыдущих изобретений авторов.

Разработанные нами опытные образцы были представлены на выставках «ЛЕСДРЕВМАШ» в центральном выставочном комплексе на Красной Пресне (2004) и Крокус-сити (2018), а также на выставке «Импортозамещение» (2016). Схемных аналогов «коленчатой пиле» среди оборудования, представленного на всех прошедших специализированных выставках начиная с 2004 г., также не было обнаружено.

Добавим, что к моменту начала проектирования представленной конструкции каких-либо информационных, научных статей или иных материалов популярной публицистики, затрагивающих вопросы разработки и создания оборудования по схеме коленчатой пилы, не было найдено.

Фактически работа ученых и конструкторов МГТУ имени Н.Э. Баумана по созданию нового вида лесопильного оборудования велась в режиме инициативной работы и поисковых исследований. Решение проблемы при простоте принципиальной схемы с заложенными в ней научными и конструкторскими секретами полностью реализовать удалось только ученым и конструкторам России. Для этого разработчикам потребовалось более 12 лет, чтобы разобраться в многоуровневой задаче создания этой «простой» в исполнении конструкции и наметить пути ее совершенствования с использованием современных материалов и цифровых технологий [9, 10]. В силу новизны, сложности решаемой задачи и наукоемкости ее решение было немыслимо без применения самых современных численных методов расчета и многоцелевой оптимизации в инженерном проектировании [11]. В их числе — метод конечных элементов (МКЭ), современные программные продукты Solid Works, NX Siemens и ANSYS, Autodesk Inventor, MATHCAD.

Особенности влияния силовых инерционных факторов элементов конструкции пильного узла коленчатой пилы на пильное полотно. Как было отмечено, пильные узлы (модули) (рис. 2) в составе пильной рамки (пильного блока) совершают последовательное, равномерное и постепенное рабочее движение по развалу бревна или двухкантного бруса на доски. При этом пильный блок, выполняющий функцию пильной рамки, должен быть динамически уравновешенной конструкцией, где станина как механизм подачи практически не подвержена вибрации.

Первая из причин колебания полотен (и, как оказалось, самая главная) — отсутствие динамической балансировки пильных узлов, характерной для динамической стабилизации иных дереворежущих узлов [12].

Чтобы понять логику принятия научно-обоснованного конструктивного решения, проанализируем силовую динамическую схему пильного модуля в двух крайних положениях при его «вращении» и перемещении из позиции, показанной на рис. 2, а, в позицию, изображенную на рис. 2, б. Необходимо учесть, что валы пильного блока 6 и 9 в указанных положениях строго фиксированы так же, как и эксцентрики 7 пильного модуля.

При «вращении» пильного узла (модуля) с частотой $\omega = \omega_1 = \omega_2$ относительно осей O_1 , его положение в позиции, а характеризуется [13–16]:

– наличием инерционных сил F_1 и F_2 для верхней части пильного модуля, условно разделенного по линии С–С, где сила F_1 является силой инерции узла подвижной фиксации полотна/ен в верхнем шарнире б, а F_2 является приведенной силой распределенных сил инерции (q) верхней половины свободной длины полотна l в точке А;

– наличием инерционных сил F_3 и F_4 для нижней части модуля, условно разделенного по линии С–С, где сила F_3 является силой инерции узла крепления

полотна/ен в нижнем шарнире 10, а F_4 является приведенной силой распределенных сил инерции q нижней половины свободной длины полотна l в точке B ;

– наличием сил F , растягивающих полотно/а, которое/ые возникают под воздействием валов 6 и 9, на эксцентрики 7 в противоположных направлениях (см. рис. 2, б);

– наличием сил подачи F_f (см. рис. 2, б) валов 6 и 9, действующих только в крайнем правом положении (процесс резания), в диапазоне углов относительно горизонтальной оси $\pm 30^\circ$.

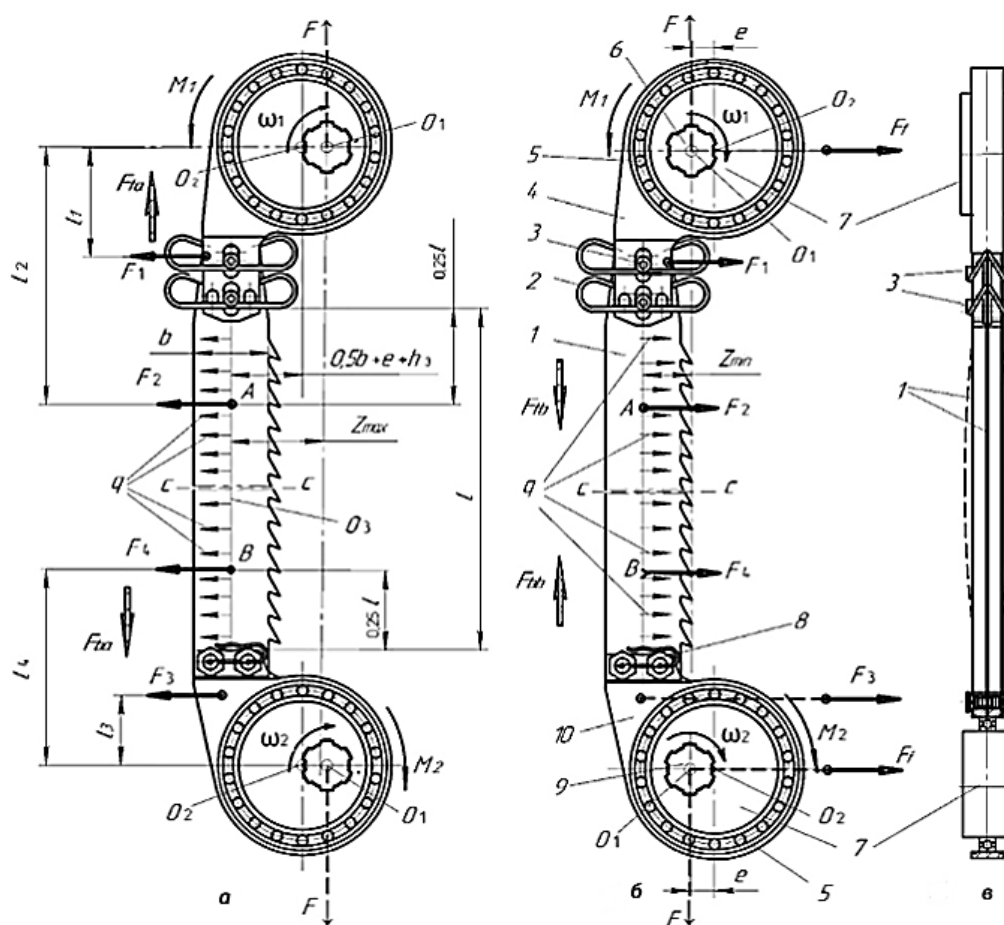


Рис. 2. Схема пильного узла (модуля) исходного варианта:

1 — пильные полотна l_2, l_4 (стояние от центра масс половины пильного полотна до центра масс в шарнире); 2 — пружины (упругие элементы); 3 — пальцы узла подвижной фиксации (крепления) полотна в верхнем шарнире; 4 — верхний шарнир; 5 — подшипник; 6 — верхний вал; 7 — эксцентрик, имитирующий функцию шейки коленчатого вала; 8 — крепеж полотна/ен в нижнем шарнире; 9 — нижний вал; 10 — нижний шарнир; M_1, M_2 — моменты трения в подшипниках шарнирных узлов

Заметим, что верхний шарнир 4 и нижний шарнир 10 располагаются на подшипниках 5, что позволяет им (шарнирам) разворачиваться вокруг их осей O_2 . Этот разворот возможен при потере полотнами их устойчивости, которое возникает при наличии соответствующих сил F_1 и F_4 , трансформирующихся в силы сжатия F_{tb} (см. рис. 2, б).

Следует также учесть, что валы воздействуют на эксцентрики с силой F , что, в свою очередь, обеспечивает силу натяжения полотен, при их внецентренном растяжении, с эксцентриситетом Z (Z_{\max} , Z_{\min}), противодействуя силам F_{tb} .

Анализ причин выхода полотен из плоскости их наибольшей жесткости.

Логично предположить, что в позиции, представленной на рис. 2, а, для верхней части пильного модуля, характерно наличие условной результирующей силы F_{ta} , действующей на полотно по оси O_3 и стремящейся развернуть верхнюю половину модуля вокруг оси O_2 подшипника 5 по часовой стрелке. В позиции а, для нижней части пильного модуля, характерно наличие иной по величине и направлению условной результирующей силы F_{ba} , также действующей на полотно по оси O_3 и стремящейся развернуть нижнюю половину модуля вокруг оси O_2 подшипника 5, но уже против часовой стрелки. Одновременно на свободную часть пильного полотна в позиции, а также действует растягивающая сила F с эксцентриситетом силы натяжения $Z_{\max} = (2e + 0,5b + h_3)$, проходящая по линии, соединяющей оси O_1 валов 6 и 9 пильного узла (модуля). При этом h_3 — высота зубьев пильного полотна.

Следуя принятым рассуждениям, можно утверждать, что в позиции б на полотно действуют сжимающие силы F_{tb} и F_{bb} , создающие моменты сил по линии центра тяжести полотна O_3 относительно осей вращения O_2 . При достижении критической величины этих сил полотно сжимается с последующим выходом из своей плоскости (позиция с) [17].

Анализируя силовую схему, действующих в верхней части пильного модуля инерционных сил, можно также утверждать, что растягивающие и сжимающие силы (F_{ta} и F_{tb}) создают моменты сил относительно осей валов O_2 :

$$M_{\max} = -F_{ta} (2e + 0,5b + h_3), M_{\min} = +F_{tb} (0,5b + h_3).$$

При этом для верхней части пильного модуля в позиции а, сила F_{ta} воздействует на полотно и определяется из соотношения

$$F_{ta} = \frac{Fe - (F_2 l_2 + F_1 l_1)}{2e + 0,5b + h_3},$$

а для нижней части модуля в позиции а, сила F_{ba} определяется из соотношения:

$$F_{ba} = \frac{F_3 l_3 + F_4 l_4 - Fe}{2e + 0,5b + h_3}.$$

Для верхней и нижней частей модуля, позиция которых соответствует рис. 2, б, силы F_{tb} и F_{bb} также воздействует на полотно и определяются из соотношений

$$F_{tb} = \frac{F_2 l_2 + F_1 l_1 - Fe}{0,5b + h_3}; \quad F_{bb} = \frac{Fe - (F_3 l_3 + F_4 l_4)}{0,5b + h_3}.$$

При увеличении частоты вращения (ω) валов пильного блока увеличиваются силы инерции F_1, F_2, F_3 и F_4 и, соответственно, силы F_{ta}, F_{ba}, F_{tb} и F_{bb} , которые, достигнув критического значения трансформируются в критический момент, определяющий граничное условие устойчивости плоской формы пластины (пильного полотна) [18], разделенной по линии С-С:

$$M_{cr} = \frac{2\pi}{l} \sqrt{EJ_1 \cdot GJ_2}. \quad (1)$$

Здесь E — модуль упругости, при этом $G = 0,5E(1 + \mu)$; для $\mu = 0,3$ жесткость на кручение $GJ_2 = [0,5E(1 + \mu)]\beta h^3 b^*$, при этом $\beta = 0,33$ является функцией отношения b^*/h , где b^* — ширина полотна; h — толщина полотна; $EJ_1 = E \left[h^3 b^* \cdot \frac{1}{12} \right]$ — жесткость полотна на изгиб в направлении перпендикулярном к плоскости действия внешних моментов.

Для каждой половины пильного модуля критический момент определяется соотношением

$$M_{cr} = \frac{2\pi}{l} \sqrt{E^2 \frac{h^3 b^*}{12} 0,5(1 + \mu)\beta h^3 b^*}. \quad (2)$$

Анализируя вышеприведенные зависимости (1) и (2) следует обратить внимание на то, что устойчивость пильного полотна во многом зависит от его длины l . Поэтому устойчивость короткого пильного полотна «коленчатой пилы» значительно (в 1,8–1,9 раза) меньше длины полотна классической пилорамы. Это позволяет увеличить эксцентриситет натяжения полотна Z до значения, обеспечивающего отрицательную обратную связь между силами продвижения полотна и силами сопротивления этому движению при одновременном осуществлении растяжения полотна с необходимым усилием F . Такой уникальный характер растяжения полотна исключает блуждание и обеспечивает его гарантированную устойчивость при пилении и, соответственно, минимальную разнотолщинность по длине выпиливаемого материала.

Однако для всех ранее изготовленных изобретателями макетных (опытных) образцов «коленчатой пилы», при увеличении числа оборотов валов 6 и 9 более 1000...1200 мин⁻¹, пильные полотна теряли устойчивость: хаотично гнулись, соударяясь друг о друга.

Было очевидно, что «коленчатая пила» с подобной частотой оборотов валов (1000...1200 мин⁻¹) не может удовлетворить требуемой производительности, тем более что применяемые подшипники способны выдерживать обороты более 3000 мин⁻¹.

Решение главной задачи обеспечения устойчивости полотна в конструкции пильного узла. Не вдаваясь глубоко в особенности анализа причин выхода полотна из плоскости его наибольшей жесткости в составе пильного модуля, авторы данной статьи предложили методику динамической балансировки пильного узла (модуля), что позволило решить упомянутую основную задачу с помощью балансировочных устройств (рис. 3) с массой m_i (балансировочная масса верхнего шарнирного узла) и m_b (балансировочная масса нижнего шарнирного узла).

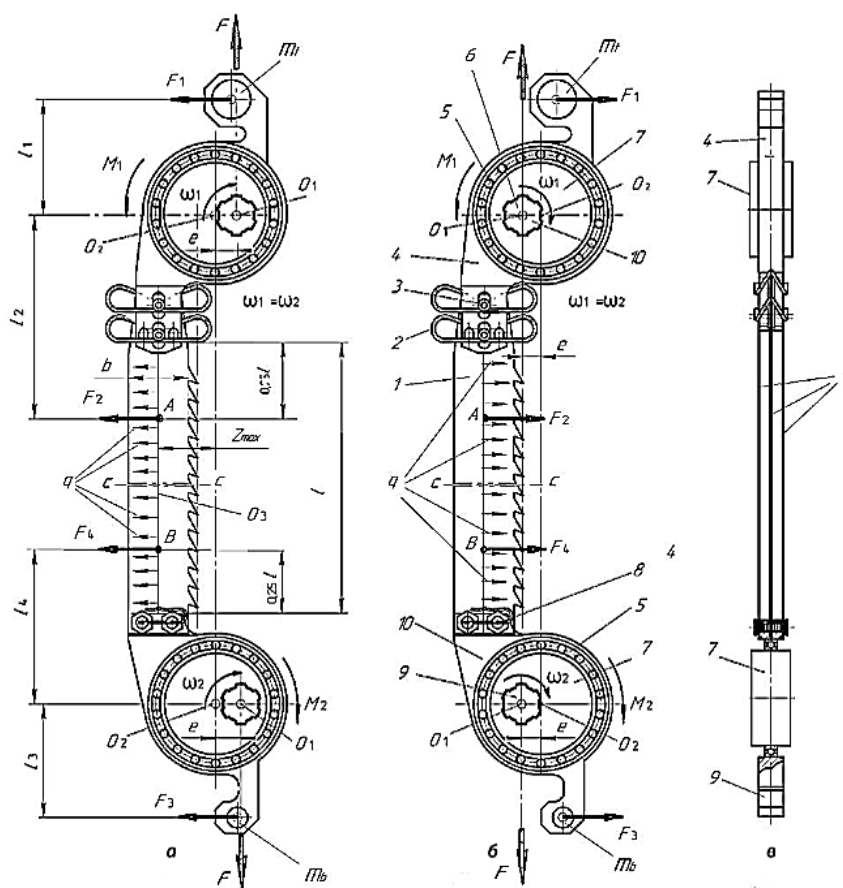


Рис. 3. Динамически сбалансированный многопильный узел (модуль):

1 — пильные полотна; 2 — верхний шарнирный узел; 5 — подшипник; 6 — верхний шлицевой вал; 7 — эксцентрик; 8 — крепеж; 9 — нижний шлицевой вал; 10 — нижний шарнирный узел; m_i — балансировочная масса верхнего шарнирного узла; m_b — балансировочная масса нижнего шарнирного узла; C-C — линия условного разделения пильного полотна на равные части; M_1 и M_2 — моменты сил трения в подшипниках

Проанализируем силовую схему пильного модуля, снабженного упомянутыми корректирующими массами, расположенными в корпусах верхнего 4 и нижнего 10 шарнирах (см. рис. 3). Во время вращательного движения пильного модуля инерционные силы корректирующих масс F_1 и F_3 относительно точек вращения шарнирных узлов O_2 уравновешивают инерционные силы F_4 и F_2 , возникающие в полотне и являющиеся основной причиной потери полотном своей плоской формы. Их нейтрализация с помощью балансировочных (корректирующих) масс m_t и m_b обеспечивает сохранение геометрии полотна при допустимой силе его натяжения F .

Одним и самым первым из главных условий динамической балансировки пильного модуля является то, что точки приведенных масс шарниров с элементами крепежа полотна без корректирующих масс и пильных полотен находятся в точках O_2 , где O_2 — оси вращения подшипников.

Следует подчеркнуть, что сумма моментов всех инерционных сил для верхней и нижней частей пильного модуля относительно точек O_2 близка или равна нулю. В этом случае практически компенсируются все моменты внутренних инерционных сил деталей и узлов пильного узла (модуля), что обеспечивает необходимую устойчивость полотна.

Таким образом, главную роль в обеспечении динамической устойчивости полотен (рис. 3, в), при его вращении, в составе пильного узла, выполняют корректирующие массы верхнего и нижнего шарниров (m_t и m_b).

Моменты сил трения в подшипниках (M_1 и M_2) не превышают значения $0,01M_{cr}$ и не учитываются в представленных расчетах.

Значение верхней корректирующей массы определяется как $m_t = m_{sb}l_2/l_1$, где m_{sb} — масса половины свободной длины пильного полотна. Аналогично определяется корректирующая масса нижней части пильного модуля.

Изменение количества полотен в пильном модуле или замена их полотнами иной длины приводит к необходимости варьировать значением корректирующих масс, что приводит к некоторой потере рабочего времени. Существует методика определения оптимальных балансировочных масс, позволяющая исключить операцию их замены в упомянутых случаях, но, к сожалению, эта информация не укладывается в рамки и не соответствует целям настоящей статьи.

Особенности причин потери устойчивости полотна под действием сил натяжения полотен. Необходимо помнить, что внецентренное усилие натяжения полотна F также создает момент сил относительно линии тяжести пластины (полотна) между точками O_3 , где $M = FZ$ (см. рис. 2, 3).

Превышение критического значения изгибающего момента M_{max} в соответствии с зависимостью (1) приведет полотно к выходу из плоскости его наибольшей жесткости (изгибу).

Другой важной особенностью при расчете резонансов частот параметрических колебаний полотен является тот факт, что в крайних положениях пильного модуля, при его вращении, величины эксцентриситетов Z натяжения силой F полотна меняются от значения $Z_{\max} = b/2 + h_3 + 2e$ (см. рис. 3, а) до $Z_{\min} = b/2 + h_3$ (рис. 3, б).

Результаты конструкторско-технологического проектирования пильного блока и станка по схеме коленчатой пилы. Выполнение работы было построено на использовании всемирно известных программных продуктах, таких как Solid Works, ANSYS, NX Siemens, APM WinMachine и вновь созданных авторских программ. Это позволило решить задачи определения напряженно-деформированного состояния пластины (полотна), находящейся в составе комплекса деталей пильного модуля, ее резонансных частот поперечных, крутильных и параметрических колебаний.

Необходимо сказать о том, что имеются и другие, неявные причины проявления негативных резонансных колебаний пильных модулей и полотен, анализ которых не укладывается в рамки настоящей статьи. К таким причинам относятся:

- условия фиксации шарнирных узлов на эксцентриках, влияющие на частоты собственных и параметрических колебаний полотен, а также самих пильных модулей;

- прогибы валов пильного блока под действием суммарной силы натяжения пильных полотен;

- механизм выноса продуктов резания из пропилов во время рабочего цикла.

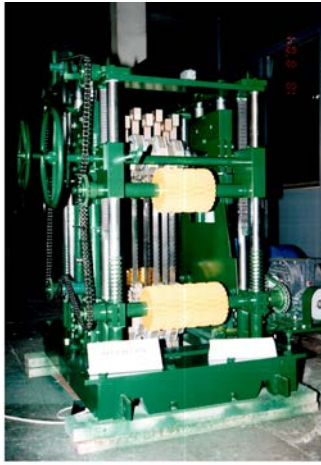
Вместе с тем принятая конструкция пильного блока позволяет осуществить:

- реализацию условия отрицательной обратной связи во взаимодействии сил подачи и сил противодействия полотну при рабочем резании (пилении). Как было сказано — это создает, что очень важно, абсолютную устойчивость полотна с обеспечением минимальной разнотолщинности выпускаемого пиломатериала.

- модернизацию конструкции станка для создания автоматизированного и даже роботизированного пильного блока повышенной производительности, что особенно актуально при распиловке заготовок непосредственно на лесосеке без их предварительной сортировки по размерам сечения.

Заключение. В результате проведенных мероприятий по проектированию, изготовлению и испытаниям опытных образцов были сделаны следующие выводы.

1. Созданы и испытаны опытные образцы распиловочного оборудования с плоским круговым вращательным и одновременно поступательным движением полотен (рис. 4). Особенность и отличие станка, представленного на рис. 4, а, от станка, показанного на рис. 4, б, заключается в наличии верхнего подающего прижимного вальца, необходимого для фиксации бревен.



a



б

Рис. 4. Станки для распиловки:

a — бревен и двухкантных брусьев (модель М2001); *б* — двухкантных брусьев на доски, паркет, ламель (модель М2002)

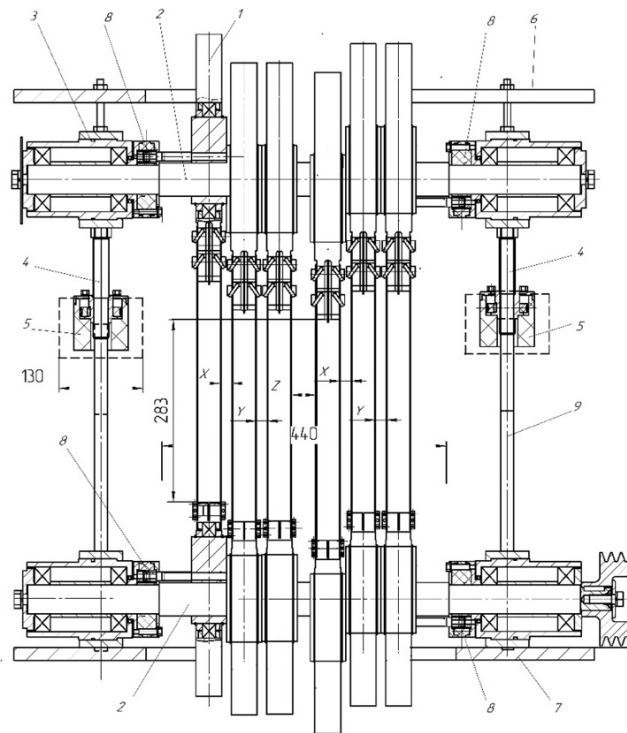


Рис. 5. Пильный блок с электромеханическими приводами (показано условно):

1 — пильный модуль; 2 — шлицевые валы; 3 — верхний корпус опорного подшипникового узла; 4 — регулировочный болт подъемника; 5 — подъемник; 6 — рамка; 7 — основание; 8 — электро-механический привод; 9 — боковина; x, y, z — возможные параметры толщин выпускаемого пиломатериала за один установ полотен в пильном блоке

2. Пиломатериал, полученный при распиловке заготовок станком, практически не отличается от обработки поверхности заготовки строжкой с минимально возможной разнотолщиной.

3. По совокупности технико-экономических показателей представленные образцы претендуют на место лучших в мире среди распиловочного оборудования для предприятий малого и среднего бизнеса.

4. Разработана принципиальная конструкторско-технологическая схема многопильного блока (рис. 5) с электромеханическими приводами, позволяющими осуществлять перепозиционирование соответствующих пильных модулей 1 на валах 2 пильного блока, с целью автоматизации и дальнейшей роботизации процесса распиловки заготовок.

5. Результаты проделанной работы защищены патентами России на изобретения.

Авторы выражают благодарность сотрудникам кафедры РК5 МГТУ им. Н.Э. Баумана Россия, Москва, принимавшим участие в прочностных расчетах узлов создаваемого оборудования.

Литература

- [1] Блохин М.А. Исследование, разработка и создание лесопильного оборудования с круговым поступательным движением пильных полотен. Дисс. ... док. тех. наук. Архангельск, САФУ, 2015.
- [2] McGehee J.W. Reciprocating gang saw. Патент US 3929048. Заявл. 11.11.1975, опубл. 12.30.1975.
- [3] Бартошевич Ю.К. Устройство для распиловки древесины. Патент СССР 146019. Заявл. 09.06.1961, опубл. 01.01.1962.
- [4] Буйнов Р.И. Лесопильная рама. Патент СССР 1771443. Заявл. 03.07.1989, опубл. 23.10.1992.
- [5] Акпанбетов С.Б. Лесопильная рама для продольной распиловки бревен. Патент РФ 2058884. Заявл. 19.04.1993, опубл. 27.04.1996.
- [6] Гузиков В.А., Митюхин А.В., Страхов А.В. Устройство для распиловки древесины. Патент РФ 2060872. Заявл. 19.05.1993, опубл. 27.05.1996.
- [7] Бартошевич Ю.К. Устройство для распиловки древесины. Патент СССР 146019. Заявл. 09.06.1961, опубл. 01.01.1962.
- [8] Zhang H., Zhang J., Wang Z. et al. A new frame saw machine by diamond segmented blade for cutting granite. *Diam. Relat. Mater.*, 2016, vol. 69, pp. 40–48. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.diamond.2016.07.003>
- [9] Herran J.W. Engineering decision making and risk management. Wiley, 2015.
- [10] Li S., Wang Z., Zheng L. et al. Dynamic stability of cemented carbide circular saw blades for woodcutting. *J. Mater. Process. Technol.*, 2016, vol. 238, pp. 108–123. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2016.07.018>
- [11] Papageorgiou E., Eres M.H., Scanlan J. Value modeling for multi-stakeholder and multi-objective optimization in engineering design. *J. Eng. Design*, 2016, vol. 27, no. 10, pp. 697–724. DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/09544828.2016.1214693>

- [12] Thaler T., Kreze B., Govekar E. Stability diagrams and chatter avoidans in horizontal band sawing. *CIRP Annals*, 2015, vol. 64, no. 1, pp. 81–84.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2015.04.081>
- [13] Фунг В.Б., Данг М.Х., Гаврюшин С.С. Разработка математической модели для процесса управления жизненным циклом многопильного станка нового типа. *Наука и образование: научное издание*, 2017, № 2.
URL: https://www.elibrary.ru/download/elibrary_29198050_69728219.pdf
- [14] Фунг В.Б. Автоматизация и управление процессом принятия решений при многокритериальном проектировании пильного блока лесопильного станка. Дисс. ... канд. тех. наук. М., МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017.
- [15] Фунг В.Б., Гаврюшин С.С., Блохин М.А. Уравновешивание многопильного станка с круговым поступательным движением пильных полотен. *Известия ВУЗов. Машиностроение*, 2015, № 12, с. 3–10.
DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2015-12-3-10>
- [16] Фунг В.Б., Гаврюшин С.С. Выбор рациональной уравновешенной схемы лесопильного станка с круговым поступательным движением пильных полотен. *МИКМУС-2015*. М., ИМАШ РАН, 2015, с. 153–157.
- [17] Blokhin M.A. Selection of working frequencies in complex plane motion of saws within a woodcutting system. *Russ. Engin. Res.*, 2022, vol. 39, no. 10, pp. 837–842.
DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068798X19100071>
- [18] Валишвили Н.В., Гаврюшин С.С. Сопrotивление материалов и конструкций. М., Юрайт, 2017.

Бормотов Андрей Константинович — студент кафедры «Автоматизация технологических процессов и производств», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Ромасенко Кирилл Вадимович — студент кафедры «Автоматизация технологических процессов и производств», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Горожанкин Захар Владимирович — студент кафедры «Автоматизация технологических процессов и производств», МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Научный руководитель — Блохин Михаил Анатольевич, доктор технических наук, профессор кафедры «Автоматизация технологических процессов и производств» МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация.

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Бормотов А.К., Ромасенко К.В., Горожанкин З.В. Исследование лесопильного оборудования нового поколения. *Политехнический молодежный журнал*, 2023, № 01(78).
<http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2023-01-854>

RESEARCH ON THE NEW GENERATION OF SAWMILL EQUIPMENT

A.K. Bormotov

bormotov186@mail.ru

K.V. Romasenko

romasenko.live@gmail.com

Z.V. Gorozhankin

gorozhankin_bmstu_student@mail.ru

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation

Abstract

This article demonstrates the solution of the basic problem of dynamic balancing of saw modules of the wood processing equipment of a new type, made according to the scheme of a cranked saw, where the executive elements (blades) perform a flat rotational and simultaneously progressive motion. The topic of the article refers to the fundamental bases of engineering sciences, namely to the development of fundamentally new technical solutions in the field of creating sawing machines, multiplying the advantages and eliminating the disadvantages of the existing sawmill equipment with reciprocating motion of the saw frame. The material stated in the present article contributes to the solution of applied problems as applied to the needs of specific similar issues of engineering, inventive and other nature and possibly to the creation of wood-processing production on the basis of the presented equipment.

Keywords

Dynamic balancing, blade stability, saw unit, sawmill, multi-saw module, negative feedback, planar rotary reciprocating motion, off-center tension

Received 20.12.2022

© Bauman Moscow State Technical University, 2022

References

- [1] Blokhin M.A. Issledovanie, razrabotka i sozdanie lesopilnogo oborudovaniya s krugovym postupatelnyim dvizheniem pilnykh poloten. Diss. dok. tekh. nauk [Research, development and creation of sawmill equipment with circular advancing movement of saw blades. Doc. tech. sci. diss.]. Arkhangelsk, SAFU Publ., 2015 (in Russ.).
- [2] McGehee J.W. Reciprocating gang saw. Patent US 3929048. Appl. 11.11.1975, publ. 12.30.1975 (in Russ.).
- [3] Bartoshevich Yu.K. Ustroystvo dlya raspilovki drevesiny [Device for sawing wood]. Patent USSR 146019. Appl. 09.06.1961, publ. 01.01.1962 (in Russ.).
- [4] Buynov R.I. Lesopilnaya rama [Saw frame]. Patent RU 1771443. Appl. 03.07.1989, publ. 23.10.1992 (in Russ.).
- [5] Akpanbetov S.B. Lesopilnaya rama dlya prodolnoy raspilovki breven [Saw frame for longitudinal sawing of logs]. Patent RU 2058884. Appl.19.04.1993, publ. 27.04.1996 (in Russ.).
- [6] Guzikov V.A., Mityukhin A.V., Strakhov A.V. Ustroystvo dlya raspilovki drevisiny [Device for wood sawing out]. Patent RU 2060872. Appl. 19.05.1993, publ. 27.05.1996 (in Russ.).
- [7] Bartoshevich Yu.K. Ustroystvo dlya raspilovki drevesiny [Device for wood sawing out]. Patent USSR 146019. Appl. 09.06.1961, publ. 01.01.1962 (in Russ.).

- [8] Zhang H., Zhang J., Wang Z. et al. A new frame saw machine by diamond segmented blade for cutting granite. *Diam. Relat. Mater.*, 2016, vol. 69, pp. 40–48.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.diamond.2016.07.003>
- [9] Herran J.W. Engineering decision making and risk management. Wiley, 2015.
- [10] Li S., Wang Z., Zheng L. et al. Dynamic stability of cemented carbide circular saw blades for woodcutting. *J. Mater. Process. Technol.*, 2016, vol. 238, pp. 108–123.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2016.07.018>
- [11] Papageorgiou E., Eres M.H., Scanlan J. Value modeling for multi-stakeholder and multi-objective optimization in engineering design. *J. Eng. Design*, 2016, vol. 27, no. 10, pp. 697–724. DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/09544828.2016.121469>
- [12] Thaler T., Kreze B., Govekar E. Stability diagrams and chatter avoidans in horizontal band sawing. *CIRP Annals*, 2015, vol. 64, no. 1, pp. 81–84.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2015.04.081>
- [13] Fung V.B., Dang M.Kh., Gavryushin S.S. Development of mathematical model for lifecycle management process of new type of multirip saw machine. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie* [Science and Education: Scientific Publication], 2017, no. 2. URL: https://www.elibrary.ru/download/elibrary_29198050_69728219.pdf (in Russ.).
- [14] Fung V.B. Avtomatizatsiya i upravlenie protsessom prinyatiya resheniy pri mnogokriterialnom proektirovanii pilnogo bloka lesopilnogo stanka. Diss. kand. tekh. nauk [Automation and management of the decision-making process in multi-criteria sawmill block design. Kand. tech. sci. diss.]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2017 (in Russ.).
- [15] Fung V.B., Gavryushin S.S., Blokhin M.A. Balancing a multirip bench with circular reciprocating saw blades. *Izvestiya VUZov. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2015, no. 12, pp. 3–10.
DOI: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2015-12-3-10> (in Russ.).
- [16] Fung V.B., Gavryushin S.S. [Choice of the rational balanced schemes of sawmill machine with circular reciprocating saw blades]. *MIKMUS-2015*. Moscow, IMASh RAN Publ., 2015, pp. 153–157 (in Russ.).
- [17] Blokhin M.A. Selection of working frequencies in complex plane motion of saws within a woodcutting system. *Russ. Engin. Res.*, 2022, vol. 39, no. 10, pp. 837–842.
DOI: <https://doi.org/10.3103/S1068798X19100071>
- [18] Valishvili N.V., Gavryushin S.S. Soprotivlenie materialov i konstruktsiy [Resistance of materials and structures]. Moscow, Yurayt Publ., 2017 (in Russ.).

Bormotov A.K. — Student, Department of Automation of Technological Processes and Productions, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Romasenko K.V. — Student, Department of Automation of Technological Processes and Productions, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Gorozhankin Z.V. — Student, Department of Automation of Technological Processes and Productions, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Scientific advisor — Blokhin M.A., Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Automation of Technological Processes and Productions, Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation.

Please cite this article in English as:

Bormotov A.K., Romasenko K.V., Gorozhankin Z.V. Research on the new generation of sawmill equipment. *Politekhniicheskiy molodezhnyy zhurnal* [Politechnical student journal], 2023, no. 01(78). <http://dx.doi.org/10.18698/2541-8009-2023-01-854.html> (in Russ.).