

ЧАКАН ИШКАНАЛАР ҮЧҮН ИННОВАЦИЯЛЫК МАШИНАЛАР, ТҮЗҮЛҮШТӨР ЖАНА МЕХАНИЗМДЕР

ИННОВАЦИОННЫЕ МАШИНЫ, УСТРОЙСТВА И МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ МАЛЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

INNOVATIVE MACHINES, DEVICES AND MECHANISMS FOR SMALL BUSINESSES

Г.А. Бахадиров, А.М. Набиев

G.A. Bahadirov, A.M. Nabiev

Макалада кысуучу түзүлүштүн доолдук талкалоочу машинанын жакшыртылган жумушчу мүчөсү менен өз ара аракеттенүүсү каралат. Талкалоочу машинанын кысуучу тасма-такоонун ийкемсиздигин эсепке алуу менен кысуучу түзүлүштүн күчтүк өлчөм мүнөздөмөлөрүн аныктоого мүмкүндүк берүүчү математикалык көз карандылыктар алынды. Толкун мииздүү бычак менен иштөөчү бычактар тарабынан түзүлгөн кысуучу күч, адаттагы бычак менен түзүлгөн күчтөн чоңураак экендиги назариятык жолу менен аныкталган. Жакшыртылган конструкциядагы жумушчу бычактарды колдонууда теринин булгаары кездемесине таасир этүүчү тартуу күчүн жогорулатууга жетишилет. Иштелип чыккан терисин жумушчу бычактарга басуу күчүн аныктоодо анын булгаары кыртышынын бекемдигинин шарттары эске алынган.

В статье исследовано взаимодействие прижимного устройства с усовершенствованным рабочим органом барабанной разбивочной машины. Получены математические зависимости, позволяющие определить силовые параметры прижимного устройства с учетом жесткости прижимной ленты-упора разбивочной машины. Теоретически определено, что сила прижима, создаваемая рабочими ножами с волнообразным лезвием, больше, чем сила, создаваемая с существующими ножами. При применении рабочих ножей усовершенствованной конструкции достигается увеличение растягивающей силы, действующей на кожаную ткань шкурки. При определении усилия прижатия обрабатываемой меховой шкурки к рабочим ножам учитывались условия прочности ее кожаной ткани.

The interaction of a pressing device with an improved working element of a drum staking machine is examined in the article. Mathematical dependencies were obtained that make it possible to determine the power parameters of the pressing device, considering the rigidity of the pressing support belt of the staking machine. It was theoretically determined that the pressing force created

by working knives with a wave-shaped blade is greater than the force created with existing knives. When using working knives of an improved design, an increase in the tensile force acting on the leather fabric of the skin is observed. When determining the force of pressing the processed fur skin against the working knives, the strength conditions of the leather fabric were considered.

Түйүн сөздөр: доолдук талкалоочу машина; толкун мииздүү бычак; кысуучу түзүлүш; тепме механизми; кысуу күчү.

Ключевые слова: барабанная разбивочная машина; ножи с волнообразным лезвием; прижимное устройство; педальный механизм; усилие прижима.

Keywords: drum staking machine; knives with wavy blades; pressing device; pedal mechanism; pressing force.

В настоящее время все больше расширяются требования к готовой продукции производства и к качеству наряду с совершенствованием процессов обработки. Это в свою очередь связано с решением ряда вопросов по осуществлению мероприятий инновационного, технического и технологического обновления на обрабатывающих предприятиях и кластерах. Исходя из этого, можно обосновать необходимость совершенствования оборудования механической обработки упруговязких материалов.

Известно, что машина разбивочная предназначена для придания шубно-меховому сырью пластичности, мягкости и чистоты поверхности после дубления и откатки [1, 2].

С помощью разбивки разрыхляется и разминается кожаная ткань шкур, в результате чего она делается более мягкой и пластичной. Обычно проводят две разбивки: после первой и второй откаток. На вторую разбивку шкуры подаются с влажностью примерно 14%. Одновременно с разбивкой на разбивочной машине выполняется некоторая подчистка кожаной ткани. Во время второй разбивки шкуры растягивают либо в ширину, либо в длину.

Полуфабрикат с густым волосяным покровом обычно растягивают в ширину; в этом случае получается лучшее использование площади шкуры. Меховой полуфабрикат с редким волосяным покровом растягивают в длину, при этом волосяной покров становится более густым.

Выполняют разбивку на разбивочной машине, основным рабочим органом которой является чугунный барабан с закрепленными на его образующей поверхности стальными ножами. При вращении барабана ножи поочередно приближаются к шкуре, уложенной волосяным покровом вниз на эластичную опору, и, многократно ударяя по ней, перегибают кожную ткань.

В машинах мехового производства – разбивочных, мягчильных, гладильных применяются прижимные устройства в виде упругой ленты-упора или прижимного конвейера [1, 2].

Преимущество ленточного прижимного устройства перед валковым состоит в большей площади контакта и равномерности прижатия, что позволяет снизить максимальное напряжение в материале и создать щадящий режим механической обработки кожной ткани меховых шкурок. Кроме того, возрастает время воздействия рабочих органов на обрабатываемый материал, благодаря чему успевают развиваться необратимые пластические деформации, тем самым закрепляется эффект обработки.

Рассмотрим равновесие элемента ленты-упора, огибающей вращающийся рабочий барабан (рис. 1) [1, 2]. К концам ленты-

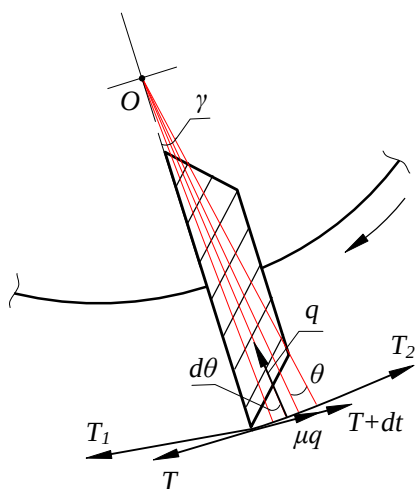


Рисунок 1 – Схема равновесия элемента ленты-упора огибающей рабочий нож разбивочной машины

упора приложены натяжения T_1 и T_2 . Выделим бесконечно малый элемент ленты-упора с центральным углом $d\varphi$. На него действуют силы натяжения T и $(T + dT)$, радиального давления q , трения μq (q – на единицу ширины ленты-упора).

Прижимная лента-упор выполняется обычно из достаточно жестких материалов (металлической сетки со слоем войлока, толстой кожи) и не может считаться абсолютно гибкой, поэтому расчет натяжений и радиального

давления по известным формулам Эйлера дает очень приближенные, завышенные результаты. С учетом жесткости ленты-упора, кроме реальных сил растяжения, должны учитываться и действующие на ее изогнутый элемент изгибающий момент M и поперечная сила Q [3–5].

Спроектировав силы на биссектрису угла $d\varphi$ и перпендикулярную ей касательную, уравнив моменты и пренебрегая бесконечно малыми высокими порядков, получим три уравнения равновесия:

$$\frac{dQ}{d\theta} = T - q(r + a), \quad \frac{dT}{d\theta} = \mu q(r + a) - Q, \quad \frac{dM}{d\theta} = Q(r + a). \quad (1)$$

Известно, что рассмотрение деформации ленты-упора как при чистом изгибе с учетом только изгибающего момента M приводит к формулам Эйлера для бесконечно гибкой нити или ленты, т.е. жесткость ленты-упора оказывается неучтенной [6–8]:

$$T = T_1 e^{\mu\theta}, \quad q = \frac{T}{r + a} e^{\mu\theta}. \quad (2)$$

В окрестностях точек схода ленты-упора ее кривизна меняется скачкообразно, что не может происходить под действием изгибающего момента, который в этом месте близок к нулю. Здесь возникают преимущественно деформации сдвига под действием поперечной силы с ярко выраженным краевым эффектом, которые быстро уменьшаются по мере удаления от этих точек и заменяются деформациями чистого изгиба [9–11]. Следовательно, уравнение оси ленты-упора как изогнутой балки необходимо записать с учетом поперечных сил:

$$\frac{1}{r + a} = \frac{M}{EJ} - \frac{1,2}{GS(r + a)} \frac{dQ}{d\theta}, \quad (3)$$

где E , G – модули упругости и сдвига; S , J – площадь сечения и момент его инерции.

С учетом первого уравнения системы (1) запишем:

$$\frac{1}{r+a} = \frac{M}{EJ} - \frac{1,2}{GS(r+a)}(T - q(r+a)). \quad (4)$$

Продифференцируем по φ второе уравнение равновесия (1) и сложим его с первым:

$$\frac{d^2T}{d\theta^2} = -\frac{dQ}{d\theta} + \frac{dq}{d\theta}(r+a). \quad (5)$$

Выражение (5) исключаем из первого уравнения равновесия (1) и получаем следующее:

$$q(r+a) - \frac{d^2T}{d\theta^2} = T - \mu(r+a)\frac{dq}{d\theta}. \quad (6)$$

Отсюда получим:

$$q(r+a) = \frac{d^2T}{d\theta^2} + T - \mu(r+a)\frac{dq}{d\theta}. \quad (7)$$

Решая совместно выражение (7) и уравнение (4), найдем:

$$\begin{aligned} \frac{1}{r+a} &= \frac{M}{EJ} - \frac{1,2}{GS(r+a)} \left(T - \frac{d^2T}{d\theta^2} + T - \mu(r+a)\frac{dq}{d\theta} \right), \\ \frac{1}{r+a} &= \frac{M}{EJ} + \frac{1,2}{GS(r+a)} \frac{d^2T}{d\theta^2} - \frac{1,2}{GS} \mu \frac{dq}{d\theta}. \end{aligned} \quad (8)$$

С учетом второго уравнения системы (1) запишем:

$$Q = \mu q(r+a) - \frac{dT}{d\theta}.$$

Полученное выражение подставляем в третье уравнение системы (1):

$$\frac{dM}{d\theta} = \mu q(r+a)^2 - (r+a)\frac{dT}{d\theta}. \quad (9)$$

Уравнение (8) продифференцируем по θ .

$$\frac{dM}{d\theta} \frac{1}{EJ} + \frac{1,2}{GS(r+a)} \frac{d^3T}{d\theta^3} - \frac{1,2}{GS} \mu \frac{d^2q}{d\theta^2} = 0. \quad (10)$$

Решая совместно уравнение (9) и выражение (10), найдем:

$$\frac{1}{EJ} \mu q(r+a)^2 - \frac{dT}{d\theta} \frac{(r+a)}{EJ} + \frac{1,2}{GS(r+a)} \frac{d^3T}{d\theta^3} - \frac{1,2}{GS} \mu \frac{d^2q}{d\theta^2} = 0.$$

Упростим уравнение, разделив это соотношение на коэффициент при дифференциальном члене третьего порядка:

$$\frac{GS(r+a)^2}{1,2EJ} \mu q(r+a) - \frac{dT}{d\theta} \frac{GS(r+a)^2}{1,2EJ} + \frac{d^3T}{d\theta^3} - \mu(r+a) \frac{d^2q}{d\theta^2} = 0.$$

Вводим обозначение $k = \frac{GS(r+a)^2}{1,2EJ}$ и запишем следующее уравнение:

$$\frac{d^3T}{d\theta^3} - k \frac{dT}{d\theta} = \mu(r+a) \left(\frac{d^2q}{d\theta^2} - kq \right). \quad (11)$$

Используя уравнение (2), запишем следующее:

$$\frac{d^2q}{d\theta^2} = \frac{T_1}{r+a} \mu^2 e^{\mu\theta}. \quad (12)$$

Введя выражения (2) и (12) в уравнение (11), запишем:

$$\frac{d^3T}{d\theta^3} - k \frac{dT}{d\theta} = \mu(r+a) \left(\frac{T_1}{r+a} \mu^2 e^{\mu\theta} - k \frac{T_1}{r+a} e^{\mu\theta} \right).$$

После некоторых вычислений запишем следующее дифференциальное уравнение:

$$\frac{d^3T}{d\theta^3} - k \frac{dT}{d\theta} = \mu(\mu^2 - k) T_1 e^{\mu\theta}. \quad (13)$$

Общее решение уравнения (13) найдем в виде:

$$T = C_1 \frac{1}{k^2} + C_2 e^{k\theta} + C_3 e^{-k\theta} + T_1 e^{\mu\theta}.$$

Функция $T(\varphi)$ будет принимать конечные значения при любом φ , если $C_2=0$. Постоянные интегрирования C_1 и C_3 найдем из граничных условий $T=T_1$ и $M=0$ при $\varphi=0$.

Окончательно

$$T = T_1 e^{\mu\theta} + \frac{EJ}{(r+a)^2} [e^{-k\theta} - 1].$$

Полученное значение T с учетом уравнения (2) вводим в уравнение (7) и запишем:

$$q = \frac{T_1}{r+a} e^{\mu\theta} + \frac{EJ}{(r+a)^3} [e^{-k\theta} - 1].$$

Функция $e^{-k\theta}$, входящая в полученные уравнения, быстро затухает при удалении от $\theta=0$. При этом натяжение ленты-упора и радиальное давление принимают стационарные значения:

$$\begin{aligned} T &= T_1 e^{\mu\theta} + \frac{EJ}{(r+a)^2} \\ q &= \frac{T_1}{r+a} e^{\mu\theta} + \frac{EJ}{(r+a)^3} \end{aligned} \quad (14)$$

Как видим, жесткость ленты-упора приводит к уменьшению натяжения и радиального давления по сравнению с формулой Эйлера для абсолютно гибкой нити [12–15].

На основе полученных зависимостей с учетом жесткости прижимной ленты-упора могут быть определены и другие силовые параметры прижимного устройства:

окружная сила, преодолеваемая рабочим барабаном:

$$P = T_2 - T_1 = T_1 [e^{\mu\gamma} - 1] - \frac{EJ}{(r+a)^2}, \quad (15)$$

равнодействующая сил, действующих со стороны ленты-упора на рабочий барабан:

$$N = (T_1 + T_2) \sin \frac{\gamma}{2} = T_1 [1 + e^{\mu\gamma}] \sin \frac{\gamma}{2} - \frac{EJ}{(r+a)^2}. \quad (16)$$

Формулы (9) и (10) позволяют рассчитать по заданному технологическому давлению прижатия необходимое натяжение ленты-упора и мощность на рабочем барабане.

Прижимное устройство с неподвижной лентой-упором используется в малых машинах, в которых шкурка при обработке перемещается под действием окружной силы рабочего барабана. Рабочий только удерживает и направляет шкурку, скорость ее перемещения регулируется с помощью педального механизма (рис. 2).

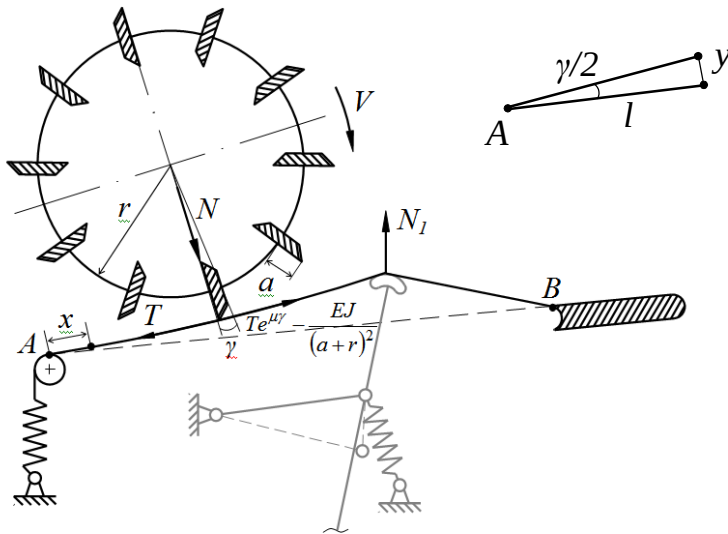


Рисунок 2 – Расчетная схема прижимного устройства

При прогибе у жесткой ленты-упора (ее растяжением пренебрегаем) под действием силы N , приложенной посередине ленты-упора, произойдет смещение x натяжного элемента. Учитывая, что длина его нижней ветви также сократится на x , получим

$$x = \frac{l}{2} \left(1 - \cos \frac{\alpha}{2} \right),$$

где l – длина неподвижной ленты-упора.

Если пренебречь сопротивлением к жесткости пружин C и их начальном натяжении P_0 , натяжение ленты-упора будет:

$$T = \frac{1}{2}(P_0 + cx).$$

Связь между прогибом y и углом обхвата α установим, пренебрегая ввиду малости a дугообразностью участка прилегания ленты-упора к рабочему барабану:

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{y}{l}, \cos \frac{\gamma}{2} = \sqrt{1 - \frac{y^2}{l^2}} \quad N = T(1 + e^{\mu\gamma}) \sin \frac{\gamma}{2} - \frac{EJ}{(r+a)^2}$$

или

$$N = T(1 + e^{\mu\gamma}) \frac{y}{l} - \frac{EJ}{(r+a)^2},$$

$$N = \frac{1}{2} \left[P_0 + cl \left(1 - \cos \frac{\gamma}{2} \right) \right] (1 + e^{\mu\gamma}) \sin \frac{\gamma}{2} - \frac{EJ}{(r+a)^2}, \quad (17)$$

$$N = \frac{1}{2} \left[P_0 + c(l - \sqrt{l^2 - y^2}) \right] (1 + e^{\mu\gamma}) \frac{y}{l} - \frac{EJ}{(r+a)^2}. \quad (18)$$

Сила, возникающая в результате каждого удара, определяется с помощью уравнения (18). На рисунке 3 показана схема взаимодействия рабочего ножа (существующая конструкция) с односторонней заточкой и кожаной тканью меховой шкурки.

На рисунке 4 показаны схемы рабочих ножей усовершенствованной конструкции: a – с двумя волнами и b – с тремя волнами на лезвии.

Таким образом, на рабочем барабане разбивочной машины закрепляются 10 ножей чередованием с двумя и тремя волнами на их лезвиях. При этом смещение волн на лезвиях ножей симметричное, т.е. к впадине волны одного ножа приходится выступ следующего ножа и так чередуются.

Согласно рисунку 5, контакт лезвий ножей с кожаной тканью меховой шкурки происходит в двух-трех точках соответственно. В результате создаются равные силы воздействия в 2-х и 3-х контактных точках (рис. 6). Величина создаваемых сил определяется с помощью уравнения (18).

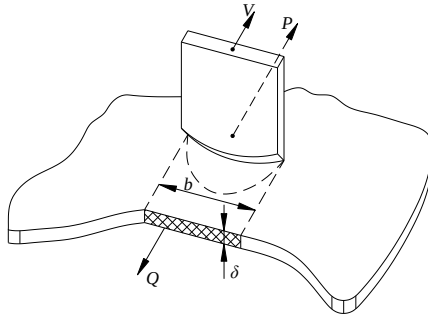


Рисунок 3– Рабочая схема взаимодействия серийного рабочего ножа с обрабатываемым материалом

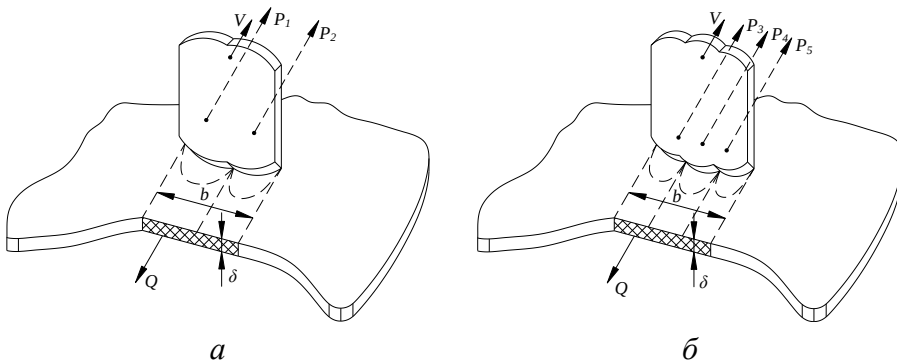


Рисунок 4 – Схема взаимодействия усовершенствованных ножей с обрабатываемым материалом

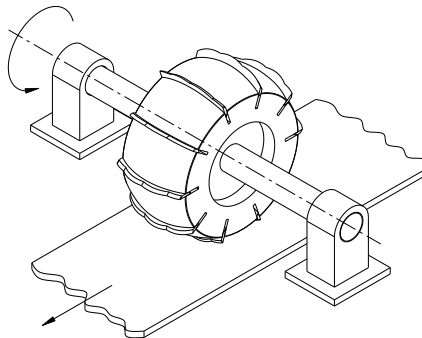


Рисунок 5 – Схема установки чередованием рабочих волнообразных ножей на барабане

Используя графическую программу Maple 18, мы построим график зависимости силы давления от угла обхвата по уравнению

(18), (рис. 6). Изменение силы давления, создаваемой существующими, усовершенствованными рабочими ножами, а также их комбинации на барабане, показано на графике рисунка 6.

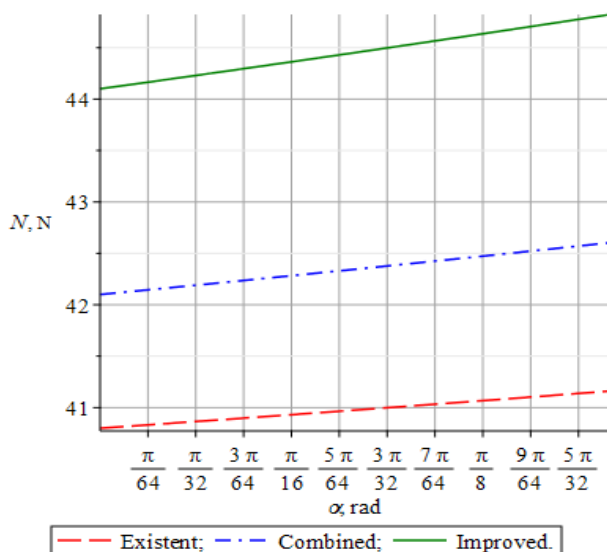


Рисунок 6 – График изменения силы давления – N , создаваемой между рабочим органом и кожной тканью меховой шкурки в зависимости от угла обхвата ленты-упора – $\alpha_{\text{обх}}$

По графику рисунка 6 видно, что воздействие рабочего ножа разбивочной машины на кожную ткань меховой шкурки представляет собой непрерывную прямую линию. Учитывая, что количество ножей на рабочем барабане десять, то при каждом вращении барабана ножи и обрабатываемый материал взаимодействуют соответственно десять раз.

Из графика рисунка 6 видно, что величина сил давления, создаваемых волнообразными рабочими ножами, больше, чем сил, создаваемых существующими ножами, а также их комбинированного расположения на рабочем барабане разбивочной машины. Однако с учетом предела прочности кожной ткани меховой шкурки (σ) в данном случае необходимо снижать силу

нажатия оператором на педаль, что способствует улучшению условий труда.

Таким образом, от применения ножей с волнообразными лезвиями при разбивке кожаной ткани меховых шкурок обеспечивается следующее:

1. Создание высокого давления в рабочей зоне можно довести до нормативного уровня за счет уменьшения силы, прилагаемой на рабочую педаль обслуживающим оператором.

2. Снижение силы, оказываемой оператором, в свою очередь, приводит к положительному физическому состоянию обслуживающего оператора в рабочее время и другие.

Литература:

1. Burmistrov A. G. Machines and devices for the production of leather and fur / A.G. Burmistrov – Moscow: Kolos S, 2006. – 384 p.
2. Бахадиров Г. А. Техника и технология для обработки кожсырья / Г. А. Бахадиров, Г. Н. Цой, А. М. Набиев. – Новосибирск :Общество с ограниченной ответственностью «Сибирская академическая книга», 2023. – 214 с. – ISBN 978-5-605-05493-1. – EDN BPGDBU.
3. Bahadirov G.A., Nabiev A.M., Tsoy G.N. and Rakhimov F.R. Study of the zone between roller pairs for processing piece goods made of fibrous material. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii, Seriya Tekhnologiya Tekstil'noi Promyshlennosti. 2024, 2, pp. 164–171. DOI 10.47367/0021-3497_2024_2_164
4. Bahadirov G. A. et al. Determination of rational parameters of a device for leather feeding to the machining area. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2 (1 (122), 62–72. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.277393>
5. Bahadirov G., Tsoy G., & Nabiev, A. (2021). Study of the efficiency of squeezing moisture-saturated products. EUREKA: Physics and Engineering, (1), 86-96. <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2021.001606>
6. Amanov A. T. et al. A Study on the Pressure Mechanism Improvement of a Roller-Type Machine Working Bodies. Materials 2023, 16, 1956. <https://doi.org/10.3390/ma16051956>

7. Amanov A.T., et al. The Improvement of the Rheological Model of Leather. International Journal on Advanced Science, Engineering and Information Technology, Vol. 13 (2023) No. 1, Indonesia. pages: 321-328. DOI:10.18517/ijaseit.13.1.17360
8. Amanov A.T. et al. Effect of Multilayer Processing of Semi-finished Leather Products. International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research (2022). DOI:10.18178/ijmerr.11.4.248-254
9. Селиверстов А. А., Симонова И. В., Александров А. А. Исследование состояния геометрии формы и заточки сучкорезных ножей харвестеров // Resour. Technol. 2010. №. URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-sostoyaniya-geometrii-formy-i-zatochki-suchkoreznyh-nozhey-harvesterov> (дата обращения: 12.07.2024).
10. Кулак М. И., Марченко И. В., Долгова Т. А. Исследование стойкости ножей бумагорезальных машин в процессе эксплуатации // Труды БГТУ. Серия 4: Принт- и медиатехнологии. 2013. – №8. – (164). – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-stoykosti-nozhey-bumagorezalnyh-mashin-v-protssesse-ekspluatatsii> (дата обращения: 12.07.2024).
11. Nikolaiev V. A. Interaction analysis of the console knife surface with the soil. The Russian Automobile and Highway Industry Journal. 2020;17(3):340-350. (In Russ.) <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2020-17-3-340-350>
12. Кулевцов Г. Н., Вознесенский Э. Ф., Абдуллин И. Ш. Сокращение структурных дефектов в производстве кожи при использовании плазменной технологии // Вестник Казанского технологического университета. – 2010. – №11. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/sokraschenie-strukturnyh-defektov-v-proizvodstve-kozhi-pri-ispolzovanii-plazmennoy-tehnologii> (дата обращения: 17.07.2024).
13. Илюшина С. В. Исследование влияния ННТП на физико-механические характеристики полипропиленовых волокон // Вестник Казанского технологического университета. – 2013. – №17. – URL: <https://cyberleninka.ru/article/n/issledovanie-vliyaniya-nntp-na-fiziko-mehanicheskie-harakteristiki-polipropilenovyh-volokon> (дата обращения: 17.07.2024).