Интернет-журнал «Наукovedение» ISSN 2223-5167 <http://naukovedenie.ru/>

Том 7, №1 (2015) <http://naukovedenie.ru/index.php?p=vol7-1>

URL статьи: <http://naukovedenie.ru/PDF/127TVN115.pdf>

DOI: 10.15862/127TVN115 (<http://dx.doi.org/10.15862/127TVN115>)

УДК 678.4.019

Афанасьев Виктор Владимирович

ФГБОУ ВПО «Московский государственный университет дизайна и технологии»
Москва, Россия¹

Кандидат технических наук,
E-mail: afanasiev1940@mail.ru

Байкин Сергей Дмитриевич

ФГБОУ ВПО «Московский государственный университет дизайна и технологии»
Москва, Россия

аспирант кафедры сервисного инжиниринга
E-mail: sergey@baykin.name

Кочетков Алексей Сергеевич

ФГБОУ ВПО «Российский государственный университет туризма и сервиса»
Россия, Москва

Преподаватель кафедры сервиса
E-mail: alesha2701@mail.ru

Малозатратные способы снижения вибраций и шума строгальных и мездрильных машин

¹ 117997, г. Москва, ул. Садовническая, д. 33

Аннотация. Проведены теоретические и экспериментальные исследования работы валичных кожевенных машин как вибронагруженной системы. Показано эффективные способы уменьшения колебаний путем регламентирования в пределах допусков на радиальные зазоры в посадках подшипников, устанавливаемых в подшипниковых опорах. Показаны общие направления возможностей уменьшения уровней вибронагружения валичных кожевенных машин за счет обоснованного выбора способа установки подшипников в опорных узлах ножевого вала. Рассмотрены наиболее частые варианты установки и регулирования опорных узлов широкопроходных валов с учетом того, что для современных широкопроходных строгальных машин (1500 – 3200мм) характерны компоновочные схемы монтирования ножевых валов с подшипниками качения таким образом, что последние в процессе работы машины находятся преимущественно в условиях циркуляционно-колебательной переменной нагрузки. Показано, что за счет повышенных моментов трения в процессе трогания и разгона вала может происходить смещение колец подшипников относительно вала и в гнездах корпусов, при снижении степени натяга вследствие температурных факторов, особенно при частых пусках и остановках машины. Качество посадки подшипника должны обеспечивать неподвижность их колец в местах установки в течение всего срока эксплуатации, поэтому используются посадки с натягом, гарантированно обеспечивающими непроворачиваемость колец при работе ножевого вала.

Ключевые слова: допуски и посадки; вибронагружение; кожевенная машина; подшипник; точность.

Ссылка для цитирования этой статьи:

Афанасьев В.В., Байкин С.Д., Кочетков А.С. Малозатратные способы снижения вибраций и шума строгальных и мездрильных машин // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 7, №1 (2015)
<http://naukovedenie.ru/PDF/127TVN115.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ. DOI: 10.15862/127TVN115

Введение

Исследования работы валичных кожевенных машин [4,5] как вибронегруженной системы, показывают, что любые технические мероприятия для уменьшения в допускаемых пределах радиальных зазоров в посадках подшипников подшипникового узла, а также между телами качения (шариками, роликами) и беговыми дорожками колец, ведут к уменьшению уровня вибраций, генерируемых неуравновешенными и динамически несбалансированными источниками [1].

Методика расчета

Примем за исходные данные результаты работы [2], тогда $N_{\text{расч.}}$ - радиальное усилие на один из четырех подшипников, по которому следует выполнять расчет для определения характеристик подшипников ножевого вала:

где N - суммарное радиальное усилие, действующее на ножевой вал строгальной машины. Подшипники качения установлены попарно враспор (рис.1), ширине обработки $B = 1000\text{мм}$, глубине резания $t=1,2\text{мм}$, что создает касательное усилие $T=2080\text{ Н}$, а $N_{\text{max}}=4328\text{ Н}$ при $N_{\text{max}} \approx 1,6\text{ Т}$.

$$N_{\text{расч.}} \geq \frac{NN}{44} \quad (1)$$

Рисунок 1. Схема обработки кожи на строгальной машине:
1,2 - прижимной и подающий валы, 3 ножевой вал, 4 – заточный вал,
5 - обрабатываемый полуфабрикат

Тогда $N_{\text{расч.}} = 1081\text{Н}$ (с учетом колебаний), или можно принять примерно в 1кН . На большинстве типов машин полуфабрикат подается в рабочую зону между валами: обрезиненным - 1 и прижимным – 2. Далее полуфабрикат перемещается в зону обработки ножевым валом 3 на котором в винтовых канавках зачеканены ножи. Опоры вал на подшипниках качения жестко крепятся на станине. Ввиду значительных усилий резания, которые превосходят силы трения полуфабриката о прижимной вал [8,11] введена принудительная подача полуфабриката за счет дополнительного обрезиненного вала. Глубина резания в соответствии с номенклатурой продукции и расширения возможности применения одной строгальной машины для выпуска полуфабриката различной толщины требуется устройство регулирования и стабилизации технологического зазора между ножевым и прижимным валами [10].

Практикой производства и эксплуатации строгальных и мездрильных машин доказана целесообразность установки в опорные подшипниковые узлы ножевого вала подшипников роликовых радиально-упорных конических, что соответствует также действующим рекомендациям по применению подшипников качения определенных типов и конструкций с учетом их динамической грузоподъемности [1,2,3]. Для современных широкопроходных строгальных и мездрильных машин (1500 – 3200мм) характерны компоновочные схемы (рис.5) монтирования ножевых валов с подшипниками качения таким образом, что последние в процессе работы машины находятся преимущественно в условиях циркуляционно-колебательной переменной (в силу технологии обработки кожи при строгании и мездрении) нагрузки сопровождающейся также вибрациями и ударами [7]. Эта особенность должна учитываться при назначении конструктором посадок подшипника на вал и в корпус ножевого вала [3]. По формальным признакам внутреннее кольцо подшипника в процессе работы вала находится в режиме циркуляционного нагружения, наружная – в режиме местного. Рассмотрим с этих позиций посадки ножевого вала подшипникового узла строгальной машины модели МСГ-1500. Согласно рабочим чертежам, для ножевого вала этой машины выбраны роликоподшипники конические однорядные легкой широкой серии №7513 (ГОСТ 333-79) ($d=65$ мм, $D=120$ мм, $B=31$ мм) и для них назначены посадки: для вала $\varnothing 65js6(\pm 0,0095)$, для гнезда корпуса $\varnothing 120H7(^{+0,035})$.

Диаметры внутреннего и наружного колец подшипника класса точности 0 (ГОСТ 520-71) соответственно: $\varnothing 65_{-0,015}$, $\varnothing 120_{-0,015}$. Такие посадки подшипника должны обеспечивать неподвижность их колец в местах посадки в течение всего эксплуатационного срока, поэтому преимущество имеют посадки с небольшими натягом. Это гарантирует непроворачиваемость колец в течение всего срока работы подшипника. Согласно этим требованиям, используя известную формулу А.Пальмгрена, произведем проверку посадки внутреннего кольца подшипника на вал по минимальному натягу:

$$N_{\min} > [(d + 3))/d (0.08 \sqrt{(d F_{\perp} r)/B^1}) + d \cdot 0.0015 \Delta T] \quad (2)$$

После подстановки проверяемых данных и корректировки полученной величины на 15% имеем: $N_{\min} = 5,01$ мкм $N_{\min} = 5,01$ мкм .

В соответствии с выбранной посадкой внутреннего кольца на вал, получим:

$$N_{\min} = d_{k\max} - d_{\text{вmin}} \square N_{\min} = d_{k\max} - d_{\text{вmin}} \square, \quad (3)$$

где $d_{k\max}=65$ мм и обозначает наибольший предельный размер внутреннего кольца, а $d_{\text{вmin}} = 65js6(\pm 0.0095) = 64,9905$ мм – наименьший предельный размер шейки вала. Тогда $N_{\min} = -0,0095$, т.е. минимальный натяг переходит в зазор, и, следовательно, назначенное поле допуска вала (js6) подлежит корректированию. Совершенно очевидно, что действующие в опорах ножевого вала посадки необходимо корректировать с целью увеличения минимального натяга $N_{\min}$ для внутреннего кольца путем назначения соответствующих полей допусков [3], обеспечивающих эти условия. Кроме того, следует заметить, что конические роликоподшипники рассматриваемого класса точности (0) имеют также и различную категорийность (А.В.С. ГОСТ 520-2011), где в категории «В» предусматриваются дополнительные ужесточающие требования по уровню вибрации. Предельные отклонения внутреннего и наружного колец роликоподшипников конических категории «В» - ГОСТ 520 – 2011 табл 42 и 45. Сравнивая значения предельных отклонений внутренних колец роликовых конических подшипников (категории «С» и «В» по табл. 40 – 42), видим, что высотные характеристики этих подшипников существенно лучше в категории «В», а при сравнении аналогичных значений наружных колец (табл 43 и 45) это относится также и к их диаметральному характеристикам. Таким образом, предварительно при выборе подшипников

качения, предпочтение следует отдать коническим роликовым подшипникам класса точности (0) категории «В». Очень важно подчеркнуть, что при прочих равных условиях выбор подшипника следует связывать также с техническим обеспечением уменьшения зазоров в целом, а в первую очередь - радиальных, отдавая таким образом предпочтение подшипнику с более точным исполнением всех его элементов именно в радиальном направлении.

Оптимальные значения радиальных и осевых зазоров в подшипниках качения для конкретных условий их эксплуатации позволяют обеспечить рациональное распределение нагрузки между телами качения, необходимые величины смещения вала и корпуса, а также повысить их виброакустические характеристики и снизить потери на трение. Согласно [1] устанавливаются три вида радиальных зазоров: начальный, посадочный и рабочий, а также группы зазоров: одна нормальная и две дополнительные с меньшими и большими значениями зазоров. Очевидно, что подшипники с уменьшенными зазорами следует устанавливать в опорах валов при достаточно высоких требованиях к их биению [2, 4, 5]. С целью повышения жесткости опор с подшипниками качения, точности вращения вала, улучшения виброакустических характеристик узла, применяется сборка подшипников с предварительным натягом. Такая практика весьма полезна и при ремонте подшипниковых узлов ножевых валов строгальных машин, учитывая особенности их эксплуатации, технического обслуживания и ремонта.

С учетом вышеизложенного, выполним согласно ГОСТ 3325-85 подбор соответствующей требованиям посадки на вал роликоподшипника конического однорядного (ГОСТ 27365 – 87) (подшипник №7513А с осевым зазором 50 – 100 мкм) и дополнительными требованиями по ГОСТ 3189 – 89. Для указанного подшипника: (d=65мм, D=120мм, B=31мм, r=2.5мм, r₁=0.8мм) наименьший допустимый натяг, вычисленный по формуле (2) составит $N_{\min} \geq 6,054$ мкм, а с учетом необходимой длительности работы и особых условий $N_{\min} = 1,15 \cdot 6,054 = 6,96$ мкм. Согласно ГОСТ 3325-85 очевидно, что наиболее близким полем допуска для вала, является сопряжение с внутренним кольцом подшипника требуемого натяга является поле m6.

Результаты расчетов

Рассуждая аналогичным образом, выполняем корректировку предложенной при проектировании посадки наружного кольца подшипника ножевого вала в гнездо неразъемного корпуса (табл. 1). Здесь необходимо учесть особенности эксплуатации больших строгальных машин при обработке тяжелых кож, когда ножевой вал подвергается сложным видам нагружения, в том числе и таким, при которых изначальная установка кольца в гнездо корпуса не может быть слабее гарантирующей сохранение баланса между натягом и зазором с перевесом в сторону натяга [1].

В ГОСТе 3325-85 указывается на аналогичный случай, когда возникает «неопределенность нагружения». При этом для выбора посадки такого кольца рекомендуется циркуляционный вид нагружения (табл.1). С учетом последнего, контрольный расчет наименьшего натяга для наружного кольца в гнездо корпуса проведем по формуле (4).

$$N_{\min} = \frac{12kF_r}{c \left(1 - \frac{D_o^2}{D^2}\right)} N_{\min} = \frac{12kF_r}{c \left(1 - \frac{D_o^2}{D^2}\right)} \quad (4)$$

Где $F_r=1$ кН, $C=23,7$ мм, $k=1$, $\frac{D_o}{D} \frac{D_o}{D} = 0.88$

$N_{\min} = 4.4$ мкм.

Таблица 1

Наружный диаметр кольца	поле допуска отверстия корпуса	предельные отклонения поля	вероятностные			
			зазор		натяг	
			min	max	min	max
120-0,015	Ø120K7	+0,010	-	0,025	-	0,025
		-0,025	-	-	-	-
	Ø120M7 Ø120N7	-0,035	-	0,015	-	0,035
		-0,010 -0,045	-	0,005	-	0,045
	Ø120P7	-0,024 -0,059	-	-	0,09	0,059

Из таблицы 1 можно сделать ряд выводов. Так, ближайшим полем допуска для отверстия, в сопряжении с наружным кольцом подшипника, необходим натяг, обеспечиваемый полем P7. Окончательный выбор полей допусков вала и отверстия корпуса сопоставляется с рекомендациями [2].

Проведенное указанное ранее производственное исследование строгальных машин [5] дало право считать, что ножевой вал мездрильной машины под нагрузкой ведет себя аналогично строгальной, в связи с чем динамические характеристики, полученные ими при исследовании мездрильной машины с шириной рабочего прохода 3200мм, нами могут быть использованы как исходные. Тогда считаем:

$$T_{\text{ср мездр.}} \approx 4100 \text{ Н};$$

$$N_{\text{ср мездр.}} = 2,8 \cdot T = 2,8 \cdot 4100 = 11480 \text{ Н} = 11,48 \text{ кН.}$$

С учетом особенности работы мездрильной машины (замыкание с ударом) для дальнейших расчетов можем принять $N_{\text{ср мездр.}} \approx 12 \text{ кН}$ и расчетное радиальное усилие на один подшипник составит примерно $R_{\text{ср мездр.}} \approx 3 \text{ кН}$. Используя полученные данные, проведем проверку достоверности (корректности) выбора посадок роликоподшипников конических для ножевого вала мездрильной машины модели ММГ-3200К (рис 7).

Рисунок 2. Схемы расположения полей допусков вала и отверстия корпуса для посадок внутреннего и внешнего колец подшипников строгальной машины

Для этой машины при проектировании опор ножевого вала были назначены подшипники №7516 (ГОСТ 333-79):

$$D=140; d=80; B=33,$$

и поля допусков соответственно вала и корпуса:

$$\phi 80k6(+0,021@ + 0,002) \phi 80k6(+0,021@ + 0,002)$$

$$\phi 140H7(+0,040@) \phi 140H7(+0,040@).$$

Класс точности 0 ($\phi 140_{-0,018}$, $\phi 80_{-0,015}$)

Практические рекомендации

При выборе посадки данного кольца в корпус рекомендуется производить по интенсивности радиальной нагрузки на посадочную поверхность. Интенсивность радиальной нагрузки:

$$P_R = \frac{R}{b} \cdot K_n \cdot F \cdot F_A \quad P_R = \frac{R}{b} \cdot K_n \cdot F \cdot F_A, \quad \left(\frac{\text{кН}}{\text{м}} \right)$$

где R – радиальное усилие = 3 кН,

$K_n \approx 1,8$ - коэффициент посадки,

$b = 24\text{мм}$ – ширина наружного кольца подшипника

$$F = 1$$

$$F_A = 1.4 \div 1.6.$$

$$\text{Тогда } P_R \approx 360 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

Наиболее близким полем допуска отверстия корпуса, гарантирующий в сопряжении с наружным кольцом подшипника достаточный натяг, может быть поле К7, однако, при этом, вероятность получения зазора ($12 \div 30$ мкм) достаточно велика, поэтому следует либо принять поле М7, при котором колебание зазора ($0 \div 18$ мкм) существенно перекрывается возможностью получения натяга ($22 \div 40$ мкм), либо применить принцип селективного подбора подшипников.

В изложенном выше показаны общие технические направления улучшения виброакустического нагружения строгальных и мездрильных машин путем изменения характера соединения (посадок) подшипников качения с элементами ножевого вала и гнездом корпуса его опор. Вместе с тем, в этой ситуации следует отметить также некоторые частные случаи тесно связанные с изложенным. Так, например, возможность смещения от начального положения колец подшипников относительно вала и корпуса вызвано повышенными моментами трения. Это происходит чаще всего в процессе трогания и разгона. При трогании вала имеют место значительные моменты, которые могут вызвать проворачивание кольца при посадке с малым натягом. Этот эффект усиливается при ослаблении эффекта вследствие дополнительных температурных деформаций, обусловленных например частыми остановками и повторными пусками машины. Кроме того, моменты трения имеют тенденцию к росту в процессе эксплуатации с соответственно в результате нарушения геометрической формы рабочих поверхностей деталей. Вероятность проворачивания колец возрастает также с увеличением уровня вибронагружения, что снижает прочность схватывания элементов в сопряжениях с натягом. В свою очередь, проворачивание колец ведет к износу посадочных

поверхностей, утрате точности вращения рабочего вала из-за разбалансированности вращающейся системы.

Так как подшипники изготавливаются из высокоуглеродистой шарикоподшипниковой стали с высоким упругими свойствами, в них преобладают упругие деформации. Возникающие упругие и остаточные пластические деформации элементов деталей в частности распространяющиеся в поверхностных слоях вблизи посадочных мест зависят от значений и знаков действующей нагрузки. Поэтому при росте нагрузок, периодичности ударов и толчков требуется увеличивать степень натяга при осуществлении посадки.

Относительное положение вращающихся деталей в самих подшипниках, определяется зазорами и возникающими деформациями в местах контакта, сравнительной жесткостью сопряженных с подшипниками деталей, а также точностью монтажа. В целях повышения точности вращения ограничивается осевая игра радиальных подшипников и, следовательно, радиальных зазоров небольшим осевым предварительным натягом. Для этого действующий натяг должен обеспечивать относительную неподвижность внутреннего и внешнего колец подшипников в течение всего срока эксплуатации. Оптимальные значения радиальных и осевых зазоров (ГОСТ 24810-81) для конкретных условий эксплуатации подшипников позволяют обеспечить рациональное распределение нагрузки между телами качения, необходимое смещение вала и корпуса в этих направлениях, улучшение виброакустических характеристик, снижение потерь на трение.

Так, рассматривая подшипниковые опоры ножевых валов мездрильных и строгальных машин в качестве объекта для уменьшения в первую очередь радиальных зазоров, следует учесть, что изменению их величин особое внимание нужно уделять в процессе эксплуатации (при ревизии и техническом обслуживании) машин. При этом очевидно, что на указанном этапе контактирующие с подшипниками поверхности (посадочные шейки ножевого вала, гнезда корпуса) значительно легче изменить в нужную сторону (по точности, шероховатости, ГОСТ 3325-85), чем сами подшипники, которые ремонту не подлежат. Вместе с тем изначально их правильный выбор и назначение, монтаж и техническое обслуживание обязательно приведут к желаемым результатам.

Требования к посадкам и рекомендации по монтажу подшипников качения должны выполняться в соответствии с ГОСТ 3325-85. Здесь, прежде всего, необходимо учитывать значительную неоднородность посадок, которая может быть недопустима при больших величинах натягов или зазоров (в том числе и при обоснованности выбора). В этом случае допуск на натяг технически должен быть снижен за счет селективного подбора подшипников или доводки посадочных мест вала, корпуса.

Строгальные машины

Ширина рабочего прохода, мм	тип шарикоподшипниковой опоры ножевого вала	тип подшипника качения, ГОСТ 27365-87 (взамен ГОСТ 333-79)	ориентировочные номинальные размеры D/d мм	рекомендуемое поле допуска опорной шейки ножевого вала	рекомендуемое поле допуска гнезда корпуса	характер нагрузки опоры	Особые требования к подшипнику
1500÷2500	двухопорная, с установкой подшипников враспор	подшипник роликовый конический однорядный категории В	120/65	m6 (ГОСТ 3325-85)*	P7 (ГОСТ 3325-85)*	радиально- осевая (комбинированная),вибрационная	радиальный зазор нормальный, регулирование радиального зазора, пониженный момент трения, повышенная виброустойчивость

Назначая как одно из рекомендуемых поле N7 допуска для посадки наружного кольца подшипника №7513А опоры ножевого вала строгальной машины $\left(\overset{\text{Ø120}}{\text{Ø120}}(-0.015), \overset{\text{Ø120N7}}{\text{Ø120N7}}(-0.010) \right)$, $\left(\overset{\text{Ø120}}{\text{Ø120}}(-0.015), \overset{\text{Ø120N7}}{\text{Ø120N7}}(-0.045) \right)$, видим, что при известном равенстве (ГОСТ 3325-85) разности максимальных и минимальных натягов суммарной величине допусков на размеры деталей при их сопряжении

$$0,045 - (-0,005) = 0,035 + 0,015, \quad (7)$$

Откорректированные характеристики подшипниковых опор ножевых валов строгальных и мездрильных машин характеризуются повышенной виброустойчивостью.

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 24810-81. Подшипники качения. Зазоры.
2. Допуски и посадки. Справочник. Часть 2, 1983г.
3. ГОСТ 3325-85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки.
4. Афанасьев В.В. Анализ неисправностей оборудования кожевенных заводов – М.: Легпромбытиздат, 1988.
5. Иванов В.А., Рашкин В.В. Тенденции и перспективы развития оборудования кожевенных производств//Электротехнические и информационные комплексы и системы № 1, т. 8, 2012 г. С.47-52
6. Иванов В.А., Шагунов Д.В., Байкин С.Д. Модернизация оборудования сервиса как способ расширения его технологических возможностей//Электротехнические и информационные комплексы и системы № 2, т. 8, 2012 г. С.2-8
7. Рашкин В.В., Иванов В.А. Тенденции и перспективы развития оборудования кожевенных производств//Электротехнические и информационные комплексы и системы. №1, т.8. 2012. С. 40-46
8. Kammer H.W. Unified theory of rubber and tier friction. – Eng. res. bulletin B-94. – The Pennsylvaniy State University, July 1966. – P.6 – 7.
9. Kammer H.W. Theory of rubber and tier friction. – Eng. res. bulletin B-94. – The Pennsylvaniy State University, July 1968. – P.8 – 9.
10. Roman Paprskarz, národní podbik Strojovsit, Krnov. Vlivy při obrábění kožní hmoty nožovými válci. Kožařství, 1978, №5.
11. Shallamach A. Dependens of rubber friction. – Proc. phys. soc. – Vol. 65, 1964. – P. 667-681.

Рецензент: Комаров Николай Михайлович, доктор экономических наук, профессор, член редколлегии журнала.

Afanasiev Viktor Vladimirovich

Russian State University of Tourism and Service
Russia, Moscow
E-mail: afanasiev1940@mail.ru

Baykin Sergey Dmitrievich

Russian State University of Tourism and Service
Russia, Moscow
E-mail: sergey@baykin.name

Kochtkov Aleksey Cergeevich

Russian State University of Tourism and Service
Russia, Moscow
E-mail: alesha2701@mail.ru

Low-cost methods of decrease in vibration and noise of the leather and fleshing machines

Abstract. This article considers the results of theoretical and experimental operation research of striking-out and leather machines as a vibration loading system. The shown effective methods allow one to reduce vibrations by regulation within the radial clearance tolerances in the fits of bearings installed in their supports. The general directions of reduction in levels of vibration loading of the striking-out and leather machines are feasible through the justified choice of way for mounting bearings in the support units of fleshing roll. We considered the most common variants of installation and regulation of the support units for the full-hole rolls, taking into account that the modern full-hole striking-out machines (1,500 - 3,200 mm) need the layout diagrams for mounting fleshing rolls with the rolling bearings in such a way that the latter during operation of machine are mainly under conditions of the circulating - vibrating variable load. It was shown that the increased friction moments in the process of the roll start-up and acceleration can cause offset of the bearing rings relative to the roll and in the case seats, when decreasing in tightness because of the temperature factors, especially in the time of frequent startups and shutdowns of machine. Quality of the bearing fit should be ensured by immobility of rings in the places of installation throughout the whole lifetime. Therefore, when operating fleshing roll it is necessary to use an interference fits, that ensure noncranking of rings.

Keywords: tolerances and fits; vibration loading; leather machine; bearing; accuracy.

REFERENCES

1. GOST 24810-81. Podshipniki kacheniya. Zazory.
2. Dopuski i posadki. Spravochnik. Chast' 2, 1983g.
3. GOST 3325-85. Podshipniki kacheniya. Polya dopuskov i tekhnicheskie trebovaniya k posa-dochnym poverkhnostyam valov i korpusov. Posadki.
4. Afanas'ev V.V. Analiz neispravnostey oborudovaniya kozhevennykh zavodov – M.: Leg-prombytizdat, 1988.
5. Ivanov V.A., Rashkin V.V. Tendentsii i perspektivy razvitiya oborudovaniya kozheven-nykh proizvodstv//Elektrotekhnicheskie i informatsionnye komplekсы i sistemy № 1, t. 8, 2012 g. S.47-52
6. Ivanov V.A., Shagunov D.V., Baykin S.D. Modernizatsiya oborudovaniya servisa kak spo-sob rasshireniya ego tekhnologicheskikh vozmozhnostey//Elektrotekhnicheskie i informatsi-onnye komplekсы i sistemy № 2, t. 8, 2012 g. S.2-8
7. Rashkin V.V., Ivanov V.A. Tendentsii i perspektivy razvitiya oborudovaniya kozheven-nykh proizvodstv//Elektrotekhnicheskie i informatsionnye komplekсы i sistemy. №1, t.8. 2012. S. 40-46
8. Kammer H.W. Unified theory of rubber and tier friction. – Eng. res. bulletin B-94. – The Penn-sylvaniy State University, July 1966. – P.6 – 7.
9. Kammer H.W. Theory of rubber and tier friction. – Eng. res. bulletin B-94. – The Pennsylvaniy State University, July 1968. – P.8 – 9.
10. Roman Paprskar, národní podbik Strojov, Krnov. Vlivy při obrábění kožní hmoty nožovými válci. Kožařství, 1978, №5.
11. Shallamach A. Dependens of rubber friction. – Proc. phys. soc. – Vol. 65, 1964. – P. 667-681.