

2. Буланов, Л.В. Машины непрерывного литья заготовок. Теория и расчет/Буланов, Л.Г. Корзунов, Е.П. Парфенов, Н.А. Юровский, В.Ю. Авдонин, под общей редакцией Г.А. Шалаева. - Екатеринбург: Уральский центр ПР и рекламы. - 2003. - 320с.
3. Ловчинский, Э.В. Эксплуатационные свойства металлургических машин/Э.В. Ловчинский, В.С. Вагин. - М.: Металлургия. - 1986. - 160с.
4. Телин, Н.В. Динамика неосесимметричного температурного поля полого вращающегося цилиндра/Н.В. Телин, Н.И. Шестаков // Теплоэнергетика.- 2005. - №.8 - С.72-76.
5. Телин, Н.В. Оценка температурных условий службы роликов металлургических машин в условиях накипеобразования/Н.В. Телин, Н.Н. Синицын//Известия Высших Учебных Заведений. Черная Металлургия. - 2016.- №59(7). -С.465-469.
6. Исаченко, В.В. Теплопередача/В.В. Исаченко, В.А. Осипова, А.С. Сукомел. - М.: Энергоатомиздат. - 1981. - 416с.
7. Телин, Н.В. Моделирование внутреннего охлаждения роликов МНЛЗ//Н.В. Телин, Н.Н. Синицын // Сталь.- 2016.- № 6. - С.54 – 58.
8. Лыков, А.В. Теория теплопроводности. - М.: Высшая школа, 1967. - 599с.
9. Математическое обеспечение ЕС ЭВМ/ Ю.В. Денисов, В.М. Нисковских, В.Г. Житомирский и др. - Свердловск: СГПИ, 1983. - 266с.
10. Телин, Н.В. Оценка ресурса роликов металлургических машин в условиях накипеобразования//Безопасность труда в промышленности. - 2013.- №2.- С.52-54.



УДК 621.893

**В.С. Славин, Е.А. Пузик, Е.К. Чумичёв**  
 ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный  
 технический университет им. Г.И. Носова»  
 г. Магнитогорск, Россия  
 E-mail: girkin@yandex.ru  
 Дата поступления: 05.11.2016

## ВЛИЯНИЕ КАРБОНИТРИРОВАНИЯ НА ХАРАКТЕР ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ ЗУБЬЕВ В ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ

### Аннотация

Приведены результаты исследования на экспериментальной установке с замкнутым силовым контуром по изучению характера взаимодействия карбонитрированных поверхностей зубьев зубчатых колёс цилиндрических редукторов. Установлена зависимость величины силы тока электродвигателя на преодоление сил трения в зубчатых зацеплениях и подшипниках качения от величины нагрузок воспринимаемых испытательным стендом. Использование данной зависимости позволило выявить закономерность изменения величины коэффициента трения от величины номинального давления на контакте в зубчатом зацеплении. Исследование показало, что карбонитрирование поверхностей трения приводит к формированию упругого контакта между ними, и что при увеличении параметров шероховатости и величины номинального давления это ведёт к снижению величины коэффициента трения.

**Ключевые слова:** карбонитрирование поверхностей, зубчатое зацепление, коэффициент трения, экспериментальная установка, упругий контакт.

### Введение

За последние годы для повышения эксплуатационных характеристик поверхностей трения применяется их карбонитрирование, что ведёт к повышению поверх-

ностной твердости и изменению параметров шероховатости поверхностей трения [1, 2]. Проведённые на машине трения исследования карбонитрированных образцов показали снижение величины коэффици-

ента трения в сравнении с необработанными образцами не только для образцов, твёрдость которых существенно возросла, но и для образцов с практически неизменной твёрдостью [3]. Следовательно, одной из причин снижения коэффициента трения при взаимодействии карбонитрированных поверхностей является изменение вида контакта между ними. Известно, что в зависимости от условий нагружения, макро- и микро-характеристик поверхностей, формируются различные виды контакта, определяющие величину коэффициента трения [4].

Целью данного исследования явилось установление характера зависимости величины коэффициента трения от нормальной

силы в зубчатом зацеплении карбонитрированных зубчатых колёс, что и позволило установить сформировавшийся вид контакта в зубчатом зацеплении.

### Постановка эксперимента

Исследование проводилось на экспериментальной установке (рисунок 1) [5], представляющей замкнутый силовой контур из двух редукторов 1 и 3, соединённых карданными валами 2 и 5, и в котором опорой редуктора 3 является подшипниковая опора 4. К основанию редуктора 3 прикреплён нагрузочный рычаг, на который подвешивается грузы для изменения величины номинального давления в зацеплении.

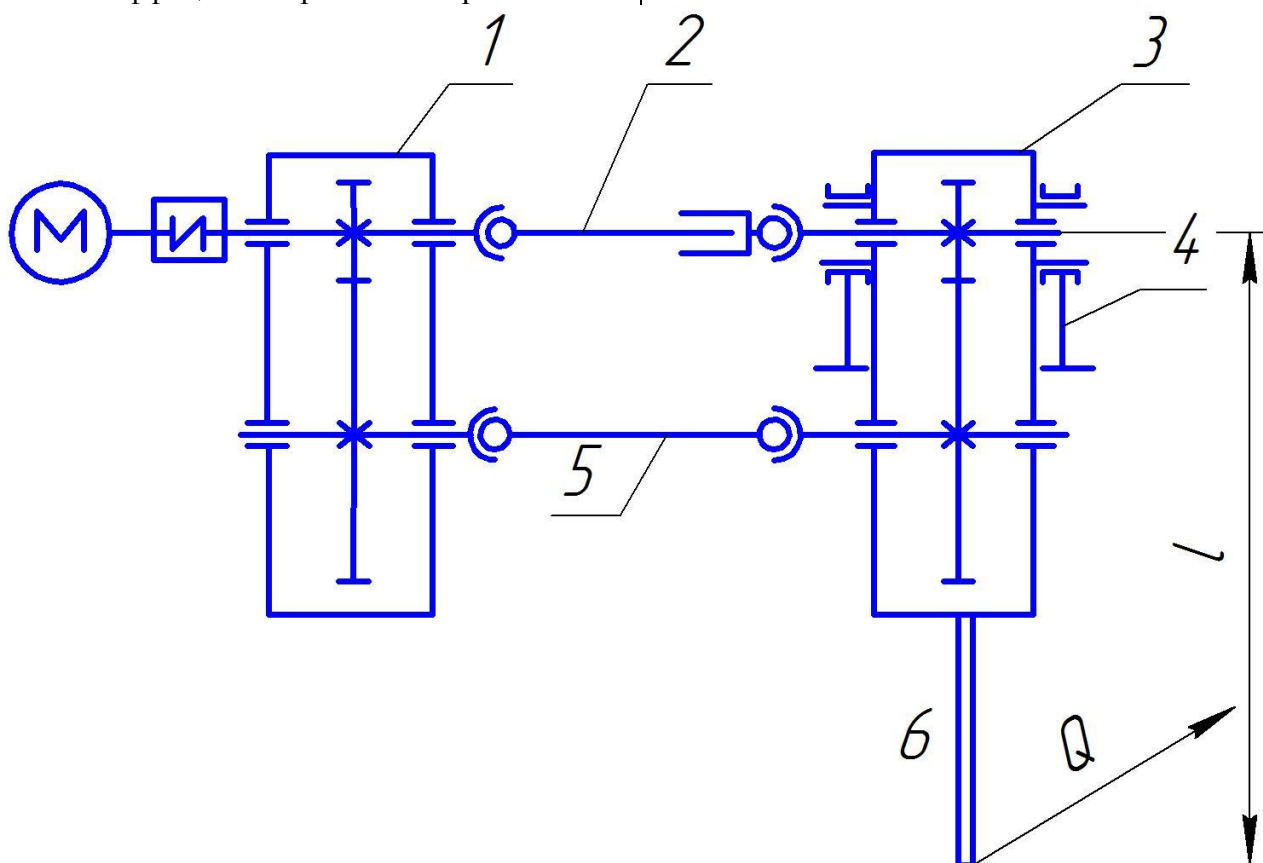


Рисунок 1. Кинематическая схема экспериментальной установки редукторов с замкнутым силовым контуром для измерения коэффициента трения в зубчатом зацеплении  
1 – жестко закрепленный редуктор; 2, 5 – карданные валы; 3 – подвижный редуктор, закрепленный на подшипниковой опоре 4; 6 – нагрузочный рычаг

Система смазывания узлов трения экспериментальной установки – циркуляционная, в качестве смазочного материала использовали минеральное масло И-Г-А-68.

Технические характеристики экспериментальной установки приведены в таблице 1

Технические характеристики экспериментальной установки

Наименование характеристики	Обозначение	Численное значение
Ток холостого хода электродвигателя, А	$J_{xx}$	2,45
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	1430
$\cos\varphi$		0,82
Редуктор, шт.	ЦУ-160-2-12-1-У2	2
Вес редуктора, Н	$Q_p$	750
Передаточное число	i	2
Межосевое расстояние, мм.	$a_w$	160
Диаметр шестерни, мм	$d_{ш}$	106
Диаметр колеса, мм	$d_k$	214
Модуль зацепления, мм	$m$	3
Ширина зубчатого колеса	мм	40
Угол наклона зубьев, град	$\beta$	8
Угол зацепления, град	$\alpha$	20
Подшипники качения на шестерне	7609	100/45
Подшипники качения на колесе	7611	120/55

Силы трения в зубчатом зацеплении, определяли по измерению мощности, развиваемой электродвигателем на преодоление сил трения в зубчатом зацеплении и подшипниках качения из соотношения:

$$\begin{aligned} \sqrt{3}U(J_H - J_{XX})\cos\varphi = \\ = 2V_{СК} * P_{зац} * f + N_{тр.п.к}, \end{aligned} \quad (1)$$

а величину коэффициента трения находили из зависимости:

$$f = \frac{\sqrt{3}U(J_H - J_{XX})\cos\varphi - N_{тр.п.к}}{2V_{СК} * P_{зац}}, \quad (2)$$

где  $U$  – напряжение в сети,  $U = 380$  В;

$J_H$  – ток нагрузки, А;

$J_{XX}$  – ток холостого хода двигателя, 2,45А;

$N_{тр.п.к}$  – мощность электродвигателя на преодоление сил трения в подшипниках качения, Вт;

$V_{СК}$  – скорость скольжения на контакте, 0,85м/с;

$P_{зац}$  – окружная сила в зубчатом зацеплении, Н. (рис. 2)

$$P_{зац} = \frac{Q \cdot l}{R_{ш}}, \quad (3)$$

Нагрузку на подшипники качения в опорах а, b, c, d определяли по зависимости:

$$P_H = P_{зац} / \cos \alpha, \quad (4)$$

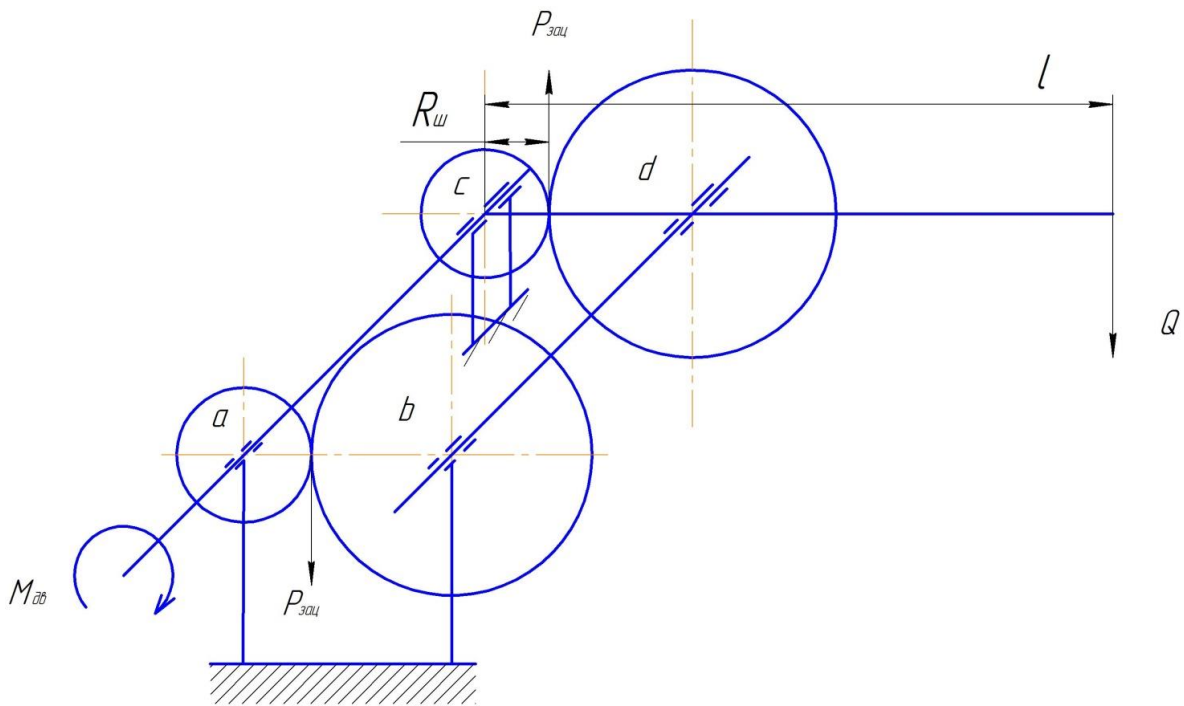


Рисунок 2. Схема действия сил в замкнутом силовом контуре экспериментальной установки.

### Условие проведения эксперимента

Начальное нагружение замкнутого силового контура осуществлялось весом редуктора. Сила от веса редуктора, приведённая к концу рычага длиной  $l$  (в точке подвешивания грузов) (см. рисунок 1),  $Q_p = 108 \text{ Н}$ .

В дальнейшем в точке подвешивания грузов на рычаг последовательно устанавливались грузы  $Q_p, Q_p + Q_1, Q_p + Q_1 + Q_2, Q_p + Q_1 + Q_2 + Q_3, Q_p + Q_4$  (груз  $Q_1 = 52,5 \text{ Н}$ , груз  $Q_2 = 52,5 \text{ Н}$ , груз  $Q_3 = 52,8 \text{ Н}$ , груз  $Q_4 = 188 \text{ Н}$ ).

После запуска электродвигателя последовательно через каждые пять минут устанавливались грузы и через каждую минуту регистрировалась сила тока.

Эксперимент повторялся три раза. Результаты замеров силы тока электродвигателя представлены на рис. 3 в виде функциональной зависимости  $J_H - J_{x.x} = f(Q)$ .

После обработки экспериментальных данных в программе Excel 2016 получена аппроксимационная зависимость, которая использовалась в дальнейшем для расчёта величины коэффициента трения  $f$ , как функции от номинальной силы в зацеплении  $-P_{зац}$ .

$$J_H - J_{x.x} = 0,121 * Q^{0,269} \quad (5)$$

### Расчет мощности трения в подшипниках качения

Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения в подшипниках качения, включает мощность подшипников качения шестерен -  $N_{п.к.ш}$  и мощность подшипников качения зубчатых колёс -  $N_{п.к.к}$ :

$$N_{тр.п.к.} = N_{п.к.ш} + N_{п.к.к.} \quad (6)$$

$$N = M \cdot \omega \quad (7)$$

Момент трения в подшипниках качения согласно работе [6]

$$M = M_0 + M_1 \quad (8)$$

$$M_0 = 1 * 10^{-7} * f_0 * (v_p * n)^{2/3} * D_0^3 \quad (9)$$

$$M_1 = f_1 * P_{зац} * D_0 \quad (10)$$

где  $f_0 = 4$ ,  $f_1 = 5 \cdot 10^{-4}$  - табличные значения коэффициентов для данных типов подшипников;

$D_0$  - средний диаметр подшипника, мм;

$v_p$  - кинематическая вязкость смазочного материала при рабочей температуре на контакте,  $\text{мм}^2/\text{с}$  [7].

$$v_p = v_{t=40} \left( \frac{40}{t_p} \right)^{2.3} \quad (11)$$

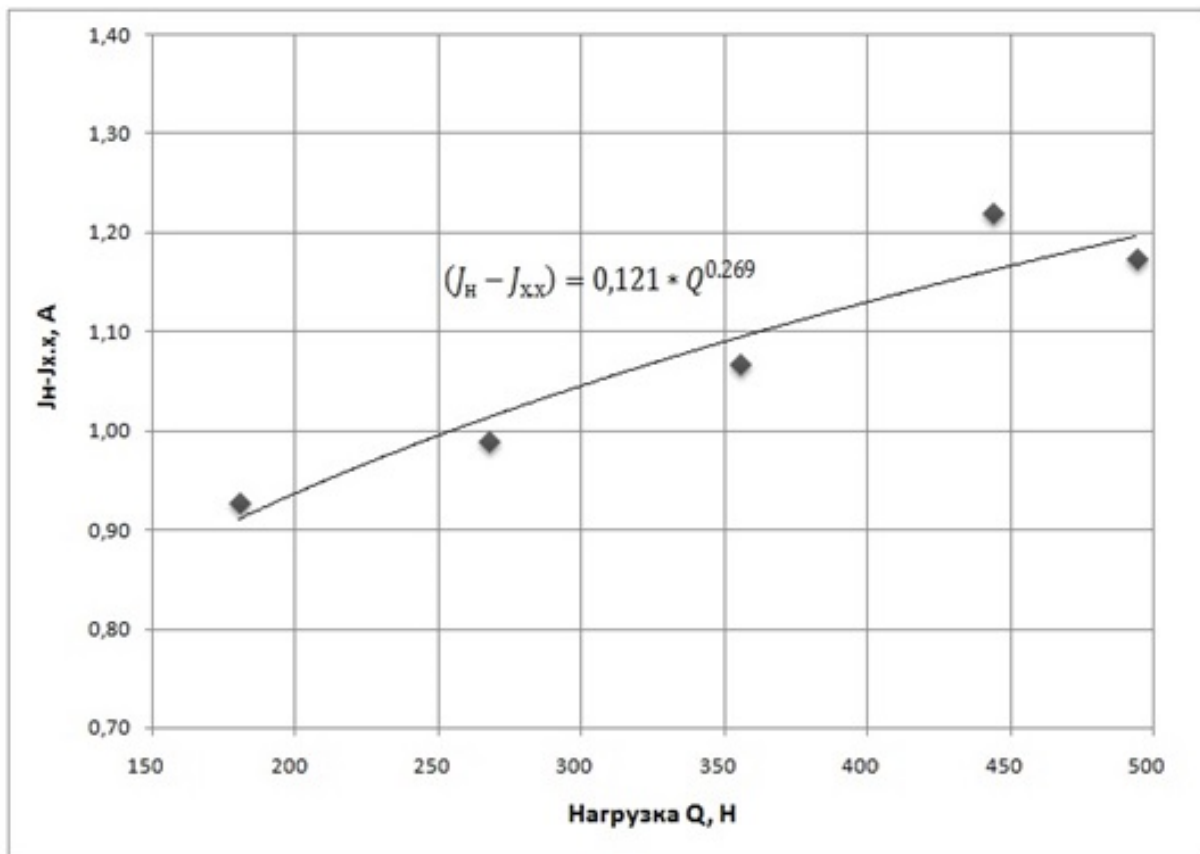


Рисунок 3. График зависимости силы тока электродвигателя от нагрузки Q

Фактическая температура на контакте и суммарная скорость качения на контакте находились по зависимостям [8, 9]:

$$t_p = 86 + 9,74 \cdot U_{\Sigma} - 5,72 \cdot \lambda \quad (12)$$

$$\lambda = j \cdot t_{\text{вх}}^Y$$

$$Y = -0,3 \cdot \ln(KB) - 0,57$$

$$j = 0,076 \cdot KB^2 - 1,12 \cdot KB + 283,4$$

$$U_{\Sigma} = \frac{\pi \cdot D_0 \cdot n}{60} (1 - \gamma^2) \quad \gamma = \frac{D_w}{D_0} \cos \beta \quad (13)$$

где  $t_{\text{вх}}$  - температура смазочного материала на входе в зону трения, 25°C

KB – класс вязкости смазочного материала. KB принимали раным 68

Результаты расчётов приведены в табл. 2

Таблица 2

Расчётные значения мощности трения в подшипниках качения

Q, Н	108	160,5	213	265,8	296
$P_{\text{зац}}, \text{ Н}$	1803	2680	3556	4438	4942
$N_{\text{тр.п.к.}}, \text{ Вт}$	57,9	72,95	88,47	102,81	111,39

По зависимости (2) получены расчётные значения коэффициента трения в зубчатом зацеплении, при различных значениях номинального давления -  $P_{\text{зац}}$ , и получена функциональная зависимость,  $f_{\text{тр}} = f(P_{\text{зац}})$ , представленная на рисунке 4

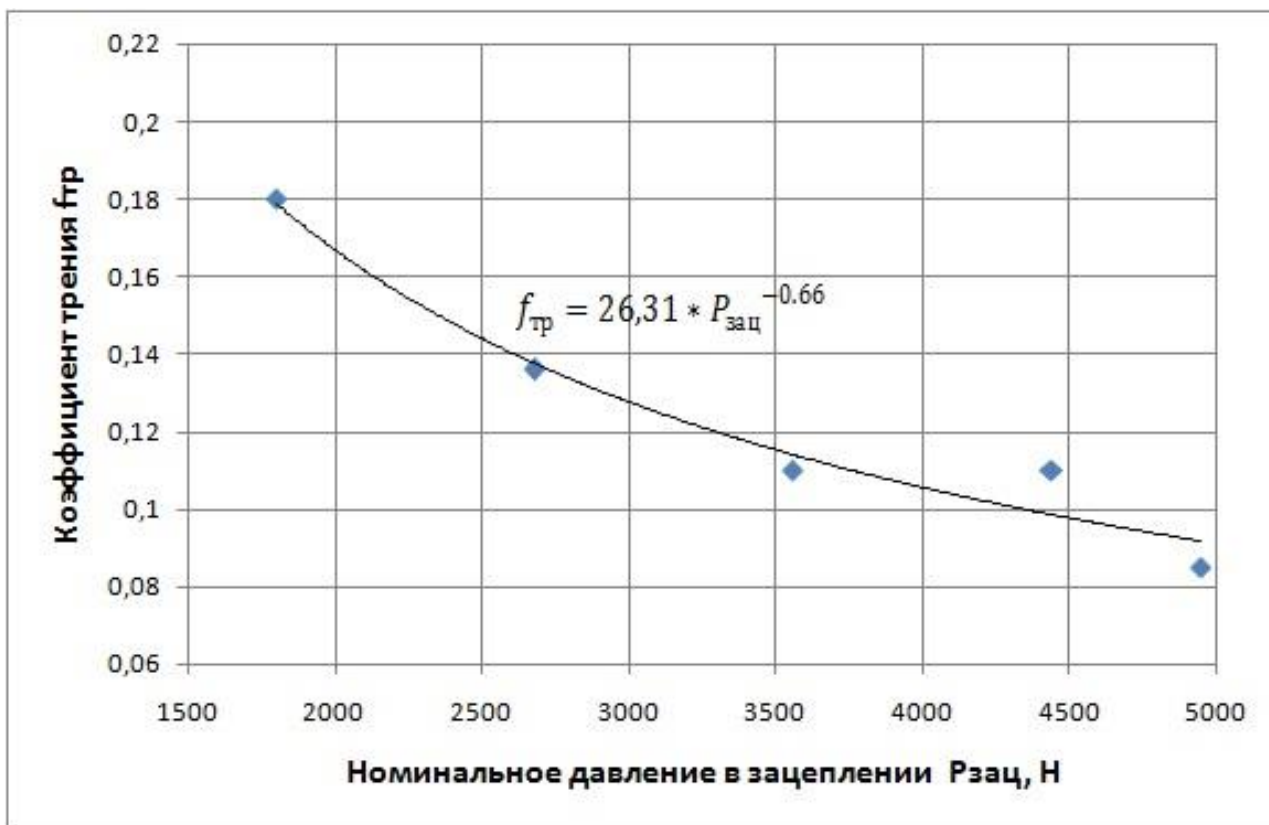


Рисунок 4. График зависимости коэффициента трения от номинального давления в зубчатом зацеплении.

Найдена соответствующая аппроксимационная зависимость:

$$f_{тр} = 26,31 \cdot P_{зац}^{-0,66} \quad (14)$$

#### Заключение

По характеру зависимости коэффициента трения от номинального давления установлено, что с ростом номинального давления происходит снижение величины коэффициента трения, что характерно для упругого контакта в зоне взаимодействия поверхностей трения зубьев. Таким образом, карбонитрирование зубьев зубчатых колёс является эффективной упрочняющей обработкой, особенно для тяжело-нагруженных зубчатых передач, и приводящей не только к повышению поверхностной твёрдости, но и к формированию упругого контакта, обеспечивающего снижение интенсивности изнашивания поверхностей.

#### Библиографический список

1. Коротков В.А. Карбонитрация деталей машин. //Главный механик, 2011.- № 9. С. 20-22.
2. Юсупов Р.Р., Жиркин Ю.В., Мироненков Е.И., Губарев Е.В. Исследование

влияния карбонитрирования на снижение коэффициента трения // Актуальные проблемы современной науки, техники и образования. 2014. Т. 1. № 1. С. 214-216.

3. Жиркин Ю.В., Губарев Е.В., Чумичёв Е.К. Исследование влияния карбонитрирования на микрогеометрические параметры поверхностей пар трения. Международная научно-практическая конференция Ч 2 / Инструменты и механизмы современного инновационного развития; 2016. Уфа: АЭТЕРНА. С. 20-22.
4. Жиркин Ю.В Основы теории трения и изнашивания (основы триботехники): учебное пособие. Магнитогорск: Гос. образовательное учреждение высшего проф. образования "Магнитогорский гос. техн. ун-т им. Г. И. Носова". 2007. 95 с.
5. Стенд для испытания зубчатых передач. Платов С.И., Чумиков А.М., Жиркин Ю.В., Железков О.С., Мироненков Е.И., Терентьев Д.В. патент на полезную модель RUS 88445 29.06.2009

6. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения: Расчёт, проектирование и обслуживание опор: справочник. 2-е изд. М.: Машиностроение, 1992. 608 с.
7. Пузик Е.А., Жиркин Ю.В., Филатов А.А. Повышение долговечности подшипниковых опор прокатных клетей «кварто» при их техническом обслуживании. // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2013, № 3 (51) С 83-88.

8. Жиркин Ю.В., Пузик Е.А., Султанов Н.Л. Проектирование тяжело нагруженных подшипниковых опор, смазываемых системой «масло-воздух». // Вестник машиностроения, 2016, № 9. С. 58-62
9. Жиркин Ю.В., Пузик Е.А. Аналитически-экспериментальное определение температурного коэффициента режима ЭГД-смазки. // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2013, № 1(41). С 73-75.



УДК 621.774.38

**Е.А. Максимов, Е.П. Устиновский**  
 ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)»,  
 г. Челябинск, Россия  
 E-mail: maksimov50@mail.ru  
 Дата поступления: 24.10.2016

## ДООСНАЩЕНИЕ РОЛИКОВОЙ ПРАВИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ЛИСТОВОГО ПРОКАТА

### Аннотация

Представлена конструкция семироликовой правильной машины с устройством для отгибания переднего конца листа. Правка листа на такой машине позволяет повысить качество выправляемых листов. Разработана методика расчета параметров рамы устройства для отгибания переднего конца листа при его правке. При проведении лабораторных исследований с помощью поляризационно-оптического метода определены напряжения в верхней поперечине и основании рамы устройства.

**Ключевые слова:** правильная машина, листовой прокат, качество.

### Введение

Анализ конструкций роликовых правильных машин (РПМ) позволил выявить следующие направления их дальнейшего развития [1-7]:

- увеличение жесткости роликового узла путем использования опорных роликов различной конструкции,
- установка предохранительных устройств для предупреждения перегрузки роликового узла,
- увеличение скорости правки,
- использование устройства для отгибания (перегиба) переднего конца листа,

- автоматизация контроля качества выправляемого листового проката.

При правке листа на РПМ как правило наблюдается снижение качества правки из-за отсутствия технологических возможностей для выправления переднего конца листа. Кроме того, в результате недостаточного выправления кривизны листа при выходе из машины передний конец листа изгибается вниз ниже уровня правки. При этом передний конец листа упирается в первый ролик рольганга, что вызывает необходимость оператору делать реверс машины и проводить повторную правку.

При правке передний участок листового проката и оставшаяся часть листа находятся в разных условиях нагружения.