

УДК (UDK) 621

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДАВЛЕНИЙ В СЛОЕ СМАЗОЧНОГО
МАТЕРИАЛА, РАЗДЕЛЯЮЩЕГО КОНТАКТ ЗУБЬЕВ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННОГО
ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМАANALYTICAL STUDY OF PRESSURES IN THE LAYER OF LUBRICANT MATERIAL
SEPARATING THE CONTACT OF TEETH OF A HEAVY-LOADED GEAR
MECHANISM

Харченко М.В.

Kharchenko M.V.

Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова (Магнитогорск, Россия)
Nosov Magnitogorsk State Technical University (Magnitogorsk, Russian Federation)

Аннотация. Усложнение технологических процессов оказывает влияние на режимы эксплуатации машин и оборудования и, в конечном итоге на их ресурс. На величину износа деталей технологических машин и агрегатов влияет множество факторов, таких как удельное давление между трущимися поверхностями, скорости взаимного перемещения или проскальзывания, характер изменения скорости и нагрузки, наличие, вид и способ подачи смазочного материала, геометрические параметры взаимодействующих деталей и т.д. В настоящее время накопленный производственный опыт, а также имеющиеся теоретические исследования и знания в области способов повышения ресурса тяжело нагруженных машин и агрегатов позволяют с большой точностью решать научно-исследовательские и прикладные задачи, опираясь на ряд фундаментальных теоретических положений, экспериментальных и аналитических закономерностей. Решая задачи контактного взаимодействия узлов трения машин, можно определить характер течения процессов изнашивания, выбрать рациональные режимы технологического процесса, а также определить срок службы многих машин и агрегатов. Однако зачастую эти задачи решаются для условий стационарных режимов эксплуатации узлов трения машин и агрегатов. При этом исследования, которые бы давали представления о изменении параметров трения при нестационарных режимах эксплуатации в присутствии смазочных материалов, представлены ограниченно. В данной работе на основе изучения контактного взаимодействия тяжело нагруженной зубчатой пары планетарного механизма привода натяжной станции изгибо-растяжной машины стана холодной прокатки представлено аналитическое изучение влияния технологических параметров на изменение давлений в слое смазочного материала.

Ключевые слова: зубчатая передача, смазочный материал, узел трения, контактные напряжения, нестационарный процесс.

Abstract. The increasing complexity of technological processes affects the operating modes of machines and equipment and, as a consequence, their service life. It is well known that the amount of wear of parts of friction units of technological machines is affected by many factors, such as: specific pressure between rubbing surfaces, the speed at which interaction occurs, the speed of mutual movement or slippage, the nature of the change in speed and load, the presence, type and method of supplying lubricant, the geometric parameters of the rubbing parts, etc. At the present time, the accumulated production experience, as well as existing research and knowledge in the field of methods for increasing the service life of heavily loaded machines and units allow us to solve research and applied problems with great accuracy based on a number of fundamental theoretical provisions, experimental and analytical patterns. Solving the problems of contact interaction of friction units of machines, it is possible to determine the nature of the wear process, select rational modes of the technological process, and determine the service life of many machines and units, which undoubtedly affects the durability and wear resistance of friction units, however, these problems are often solved for the conditions of stationary operating modes of friction units of machines and units, while the works that would give an idea of the change in friction parameters under non-stationary operating modes of machines and units in the presence of lubricants are presented in a limited way. In this paper, based on the study of the contact interaction of a heavily loaded gear pair of a planetary drive mechanism of a tension station of a bending and stretching machine of a cold rolling mill, an analytical study of the effect of process parameters on the change in pressure in the lubricant layer is presented.

Keywords: gear transmission, lubricant, friction unit, contact stress, non-stationary process.

Дата получения статьи: 18.03.2025 † Date of manuscript reception: 18.03.2025
Дата принятия к публикации: 12.05.2025 † Date of acceptance for publication: 12.05.2025
Дата публикации: 25.06.2025 † Date of publication: 25.06.2025

Сведения об авторе:

Харченко Максим Викторович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры механики ФГБОУ ВО «Магнитогорский государственный технический университет имени Г.И. Носова»,
e-mail: kharchenko.mv@bk.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2958-296X>

Author's information:

Maxim V. Kharchenko – PhD, Associated Professor, Department of Mechanics, Nosov Magnitogorsk State Technical University,
e-mail: kharchenko.mv@bk.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2958-296X>

Благодарности

Исследование выполнено при поддержке Министерства науки и высшего образования РФ (проект № FZRU-2023-0008).

Acknowledgements

The study was supported by the grant of the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation (project No. FZRU-2023-0008)

1. Введение

Наиболее распространенным, простым и эффективным способом по обеспечению надежности эксплуатации тяжело нагруженных узлов машин и агрегатов является использование смазочных материалов, рассматриваемых как дополнительный, а иногда и как основной компонент, составляющий с взаимодействующей парой трения единую систему.

Применение смазочных материалов позволяет снизить износ, уменьшить шум, а также увеличить интервалы технического обслуживания. Однако «формальное» использование смазочных материалов недостаточно в достижении наибольшей эффективности от эксплуатации машин и агрегатов.

Частным и широко распространенным случаем взаимодействия узлов трения машин, работающих в тяжелых условиях, является трение качения. К таким узлам можно отнести, например, подшипники прокатных станов, передачи винт-гайка качения, направляющие опоры качения и т.д.

К работе узла трения качения предъявляют требования по реализации

умеренно-постоянного сопротивления качению и ограниченного (возможно меньшего) износа [1]. Однако принимая во внимание особенности эксплуатации тяжело нагруженных узлов трения металлургических машин и агрегатов, а также задачу повышения эффективности их эксплуатации, вопрос выбора технологии применения смазочных материалов должен быть научно обоснованным, с применением методов эмпирического и физико-математического моделирования процессов контактного взаимодействия, происходящих в тяжело нагруженных узлах трения. Данный вопрос приобретает особую важность при контактном взаимодействии смазанных тяжело нагруженных пар трения в условиях качения, а также качения с частичным проскальзыванием для установившегося (стационарного) и не установившегося (не стационарного) режимов работы агрегатов.

В работах [2] рассматривается задача в плоской постановке о движении упругого цилиндра и основания, состоящего из вязкоупругой полосы толщиной h , сцепленной с упругой полуплоскостью. Цилиндр скользит по основанию с постоянной линейной скоростью V и угловой скоростью ω . Были исследованы деформации

и напряжения сдвига в слое и основании. В результате решения данной задачи определялись давление и толщина слоя смазочного материала при различных параметрах, отражающих свойства трущихся тел, свойства смазочного материала, относительную скорость движения взаимодействующих тел и т.д. При этом недостаточно отражено, как будет происходить изменение давлений и толщины слоя смазочного материала при изменении ускорений.

2. Моделирование контактного взаимодействия зубчатых зацеплений

С целью определения контактных и изгибающих напряжений, возникающих при контактном взаимодействии в зубчатых, хорошо смазываемых передачах, были выполнены расчеты параметров зацеплений и действующих нагрузок на контактных поверхностях зубчатых венцов, основанные на ГОСТ 21354 «Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность». Расчеты выполнены в модуле САПР «КОМПАС-3D» «Валы и механические передачи». В качестве примера был выбран планетарный механизм изгибо-растяжной машины линии непрерывного травления стана 2500 холодной прокатки (рис. 1).

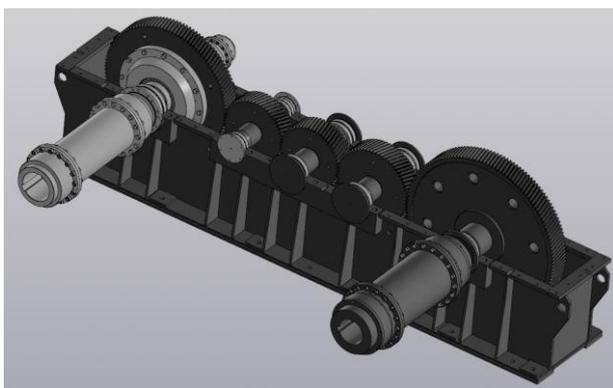


Рис. 1 Главный редуктор изгибо-растяжной машины стана холодной прокатки

Технические характеристики редуктора:

- Максимальный крутящий момент: 59,18кН·м.



- Частота вращения:
 тихоходный вал 1 = 240,59 об/мин;
 тихоходный вал 2 = 259,32 об/мин.
- Мощность:
 тихоходный вал 1 = 1490,15 кВт;
 тихоходный вал 2 = 1489,98 кВт.
- Передаточное отношение:
 от ведущей шестерни к тихоходному валу 1 = 6,246;
 от ведущей шестерни к тихоходному валу 2 = 5,79.
- Модуль зубчатого зацепления $z = 10$.

Расчет контактных напряжений зубчатых передач зацепления основан на рассмотрении упругой задачи о сжатии двух цилиндров с различными радиусами кривизны, расчетная схема представлена на рис. 2.

Автоматизированный расчет контактных напряжений, а также напряжений изгиба был выполнен на основе метода конечных элементов в приложении АПМ FEM САПР «КОМПАС-3D», по методике, изложенной в [3] и представлен в табл. 1.

Расчетная схема к определению контактных напряжений в зубчатых зацеплениях представлена на рис. 2.

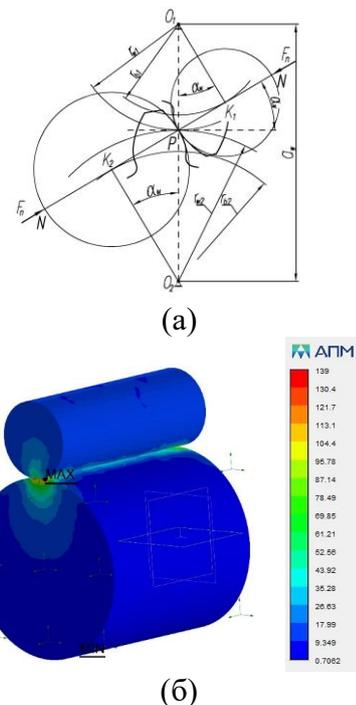


Рис. 2. Расчетная схема к определению контактных напряжений (а) и результат расчета в САПР (б)

Результаты расчета на прочность планетарной зубчатой передачи, продемонстрировали невысокий запас прочности по контактным напряжениям для солнечного колеса и сателлитов: $n_H = 1,95$. Формально данный запас прочности

укладывается с небольшим превышением в рекомендованные значения [3 - 5]. Одной из причин, вызывающей ускоренный износ зубьев, кроме недостаточного запаса по контактным напряжениям, является неравномерное скольжение активных профилей, в результате которого может про-

Таблица 1

Расчёт на прочность при действии максимальной нагрузки планетарной цилиндрической зубчатой передачи Джеймса с одновенцовыми сателлитами

Наименование и обозначение параметра		Солнечная шестерня* ¹	Сателлит* ²	Эпицикл* ³
<i>Исходные данные</i>				
Число зубьев	z_1, z_2, z_3	23	25	73
Число сателлитов	n_w	3		
Модуль, мм	m_n	9		
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	β	0°00'00"		
Угол профиля зуба исходного контура	α	20°00'00"		
Ширина зубчатого венца, мм	b	128	121	115
Коэффициент смещения исходного контура	x	+0,0414	-0,0414	-0,0414
Степень точности	-	7-C	7-C	7-C
Марка материала	* ¹	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-2016		
	* ²	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-2016		
	* ³	Сталь 12ХНЗА ГОСТ 4543-2016		
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	-	59	59	59
Расчётная нагрузка (крутящий момент на солнечной шестерне), Н*м	T_{max}	29710		
Частота вращения солнечной шестерни, об/мин	n_1	280		
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами	Ω	1.095		
<i>Определяемые параметры</i>				
Окружная скорость в зацеплении, м/с	v	3,035		
<i>Расчёт на контактную прочность</i>				
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,118	1,886	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Hv}	31,743	19,367	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Hv}	1,04	1,023	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tH}	95684,38		
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ht}	997,682	1686,533	
Расчётное контактное напряжение, МПа	σ_{Hmax}	1331,333	950,882	

Допускаемое контактное напряжение, МПа	σ_{HPmax}	2596	2596	2596
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	n_H	1,95	1,95	2,73

изойти ситуация понижения толщины слоя смазочного материала до уровня, при котором может возникнуть металлический контакт пиков микрорельефов поверхностей трения и попадания продуктов изнашивания-абразивных частиц в контакт. Актуальности этому обстоятельству добавляет то, что скорости скольжения увеличиваются с увеличением модуля и высоты зуба, что характерно для механических передач металлургических машин.

Расчет скоростей скольжения в зубчатом зацеплении основан на построении планов скоростей в зубчатом механизме [6].

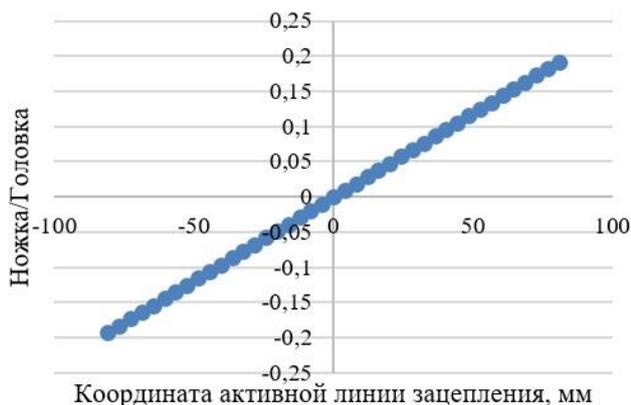


Рис. 3 График изменения скорости скольжения в зубчатом зацеплении $m=9$ мм

Расчет скорости скольжения в зубчатых зацеплениях проводился для эвольвентных зубчатых передач, с исходными контурами по ГОСТ 13755-2015, норм точности по ГОСТ 1643-81, для модулей $m = 2 \dots 16$ мм. Скорости скольжения по результатам расчетов составили $v_{ск} = 0,07 \dots 0,5$ м/с.

При циклически повторяющейся и изменяющейся во времени скорости скольжения в контакте смазанной пары трения разделяющий слой смазочного материала будет изменять форму зазора между поверхностями.

Для исследования о влиянии нестационарного режима движения контактных поверхностей, разделенных слоем смазочного материала, была разработана математическая модель по определению изменения давлений в вязкоупругом слое, а также изменения давления при изменяющейся во времени толщины слоя смазочного материала.

3. Математическая модель

3.1. Краевые и граничные условия

Для описания изменения давлений в слое вязкой сжимаемой жидкости в случаях нестационарного движения воспользуемся известным уравнением Рейнольдса [7 - 10]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 12\rho V + 6 \frac{\partial}{\partial x} (\rho U h) + 6 \frac{\partial}{\partial z} (\rho W h) + 12h \frac{\partial \rho}{\partial t}, \quad (1)$$

где h - толщина слоя смазочного материала в данной точке, мм; ρ - плотность смазочного материала, $\text{кгс} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$; μ - динамическая вязкость смазочного материала, $\text{кгс} \cdot \text{с}/\text{м}^2$ (Па·с); V - относительная скорость движения поверхностей трения в направлении y , м/с; U - относительная скорость движения поверхностей трения в направлении x , м/с; W - относительная скорость движения поверхностей трения в направлении z , м/с.

Однако у уравнения (1) есть ограничения его применения в прикладных исследованиях. Данные ограничения касаются допущений, при которых: плотность $\rho = const$, вязкость динамическая $\mu = const$, линейные скорости контактирующих тел одинаковы по

значению и не изменяются во времени $U = const$.

Таким образом, определение давлений в смазочном слое при рассмотрении задач контактного взаимодействия смазанных пар трения в условиях неравномерного движения или проскальзывания становится затруднительным и требует рассмотрение выражения (1) с учетом дополнительных условий. Так как при рассмотрении особенностей процесса контактного взаимодействия смазанных пар трения, работающих в условиях нестационарного движения, к данному уравнению должны быть присоединены краевые условия для параметров, изменяющихся во времени: перемещений $x = x(t)$, давлений $p = p(x, t)$, скоростей $v = v(t)$, толщин, а также начальные условия для выбранных параметров и закона относительного движения поверхностей.

Поэтому воспользуемся краевыми условиями, принятыми в [11 - 13]:

- вязкоупругая среда, смазочный материал не отрывается от контактных поверхностей и не проникает сквозь них: $y = h$;

- скорости движения вязкоупругой среды на верхней и нижней границах раздела «смазочный материал-контактная поверхность» одинаковы: $v(x, h^-) = v(x, h^+)$;

- давление вязкоупругой среды, оказываемое на верхнюю и нижнюю границы раздела «смазочный материал-контактная поверхность», одинаково и изменяется по длине контакта: $p(x, h^-) = p(x, h^+)$, $p = p(x)$;

- касательные напряжения, возникающие на верхней и нижней границах раздела «смазочный материал-контактная поверхность», одинаковы: $\tau(x, h^-) = \tau(x, h^+)$.

Начальные условия:

- давление p при $x = 0$ и в конце длины площадки контакта равно нулю: $p_0 = p(-b) = p(b) = 0$;

- координата x изменяется от $-b$ до b или $x \in [-b; b]$;

- окружающая температура принята $t = 20^\circ\text{C}$;

- вязкость и давление связаны соотношением Баруса: $\mu = \mu_0 \exp^{\alpha p}$.

Математическое описание и анализ изменения давлений при эксплуатации тяжело нагруженных пар трения разделенных слоем смазочного материала был разделен на две подзадачи:

- 1) описание изменения давления в слое во времени $p = p(x)$ при условии постоянной толщины смазочного материала и наличия ускорения;

- 2) описание изменения давления в слое смазочного материала при изменяющейся толщине во времени.

Для представленных описаний изменения давлений численно были поставлены начальные и конечные условия, которые моделировали процесс контактного взаимодействия тяжело нагруженной зубчатой пары.

По результатам проведенного компьютерного моделирования были получены следующие численные значения контактного давления и площадки сплющивания:

- максимальное давление принято равным $p_{max} = 1428$ МПа;

- длина контакта принята равной $2b = 16$ мм;

- форма контакта симметрична;

- скорости $V = W = 0$;

- начальная скорость $U = 1$ м/с;

- скорость изменяется функционально по зависимости:

$$U(t) = U_0 + at;$$

- ускорение изменяется в пределах $a \in [1; 10]$, м/с²;

- начальное время $t = 0$;

- динамическая вязкость:

- плотность:

- движение потока жидкости поперек и по высоте слоя отсутствует

- расход смазочного материала определялся из [14 - 20]

3.2. Изменения давления при нестационарном движении

Постановка и решение данной задачи позволяет определить изменение давления в вязкоупругом слое при нестационарном движении с ускорением, при зафиксированной толщине ($h = h_0$).

Продифференцировав исходное уравнение (1) по изменяющейся координате и с условиями, принятыми ранее, получим:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\rho}{\mu} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6 \frac{\partial}{\partial x} (\rho U h). \quad (2)$$

Откуда после преобразований уравнение изменения давлений в слое описывается следующей зависимостью:

$$\begin{aligned} p &= \frac{6\mu}{h^2} \int \sqrt{U_0^2 + 2a(x - x_0)} dx + C_1 x = \\ &= \frac{6\mu}{h^2} \frac{1}{2a} \frac{2}{3} \sqrt{(U_0^2 + 2a(x - x_0))^3} + C_1 x + C_2 = \\ &= \frac{2\mu}{ah^2} \sqrt{(2ax + U_0^2 - 2ax_0)^3} + \\ &+ C_1 x + C_2. \end{aligned} \quad (3)$$

Константы интегрирования находим из условия:

$$p(-b) = \alpha_1 \text{ и } p(b) = \alpha_2.$$

Получим:

$$c_1 = \frac{-\alpha_1 + \alpha_2 + \beta_1 - \beta_2}{2b}; \quad c_2 = \frac{\alpha_1 + \alpha_2 - \beta_1 - \beta_2}{2}.$$

Графически результаты исследования представлены на рис. 4.

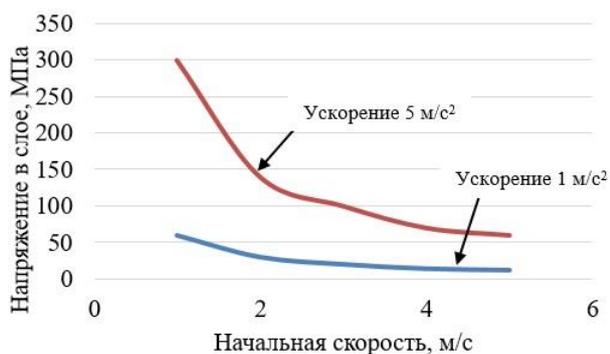


Рис. 4. Изменение давлений в слое смазочного материала, разделяющего активные поверхности зубьев передачи

Проведенные математические расчеты показали, что давление в слое смазочного материала зависит от начальной скорости взаимного движения пары трения и ее приращения. При этом найденные константы интегрирования несут в себе смысл коэффициентов нестационарности процесса,

влияющих на результаты решения упругой контактно-гидродинамической задачи.

Следующим шагом - определение влияния неравномерности процесса контактного взаимодействия на изменение давления в слое смазочного материала при изменяющейся толщине слоя смазочного материала.

Для исследования данного условия взаимодействия тяжело нагруженной пары трения, разделенной слоем смазочного материала, были построены и решены дифференциальные зависимости второго порядка, независимыми переменными в которых являлись координата площадки упругого контакта, время и толщина вязкоупругого слоя.

Для интегрирования был использован метод Рунге-Кутты IV порядка. При решении исследуемых дифференциальных уравнений, шаг вычислений составлял 0,001.

В качестве исходных данных при решении дифференциальных уравнений были определены следующие условия:

- скорость по осям: $V = W = 0$;

- изменение скорости описывается зависимостью: $U = \sqrt{U_0^2 + 2a(x - x_0)}$.

Толщина вязкоупругого слоя является функцией координаты

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2r} + \frac{p(1-\nu^2)}{\pi E r}.$$

Линейная скорость при нестационарном движении выражается зависимостью

$$U = U_0 + at.$$

Давление в вязкоупругом слое является функцией координаты и времени: $p = p(x, t)$.

Взаимосвязь изменения давления и толщины в вязкоупругом слое, разделяющим контакт тяжело нагруженных тел, выражается соотношением:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{dp}{dx} \right) &= 6\mu \frac{\partial}{\partial x} (U h); \\ h &= h_0 + \frac{x^2}{2r} + \frac{p(1-\nu^2)}{\pi E r}, \end{aligned}$$

откуда $\frac{h^3}{\mu} \frac{dp}{dx} = 6Uh + k$.

$$\left(h_0 + \frac{x^2}{2r} + \frac{p(1-\nu^2)}{\pi E r} \right)^3 p'_x =$$

$$= 6\sqrt{U_0^2 + 2a(x - x_0)} \left(h_0 + \frac{x^2}{2r} + \frac{p(1-\nu^2)}{\pi E r} \right) + k_1;$$

$$(h_0 + \gamma x^2 + \beta p(x))^3 p'(x) =$$

$$6\sqrt{U_0^2 + 2a(x - x_0)} (h_0 + \gamma x^2 + \beta p(x)) + k.$$

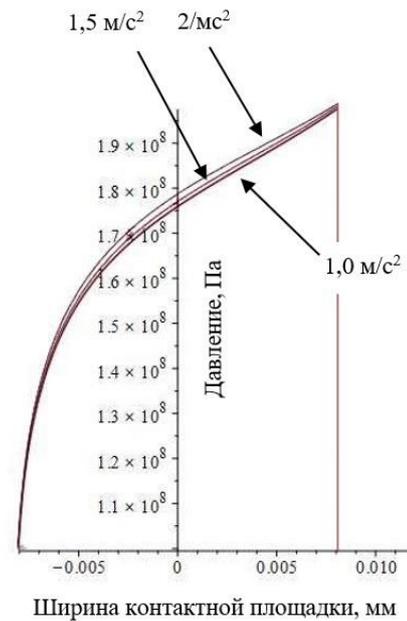
После преобразований получим:

$$p'_x = \frac{6\sqrt{U_0^2 + 2a(x - x_0)} (h_0 + \gamma x^2 + \beta p(x)) + k}{(h_0 + \gamma x^2 + \beta p(x))^3}, \quad (4)$$

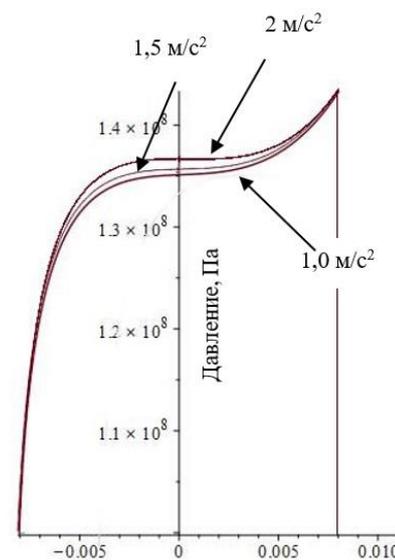
где $\gamma = \frac{1}{2r}$ и $\beta = \frac{1-\nu^2}{\pi E r}$; k - константа интегрирования.

Решение дифференциальных задач методом Рунге-Кутты было произведено в среде «Maple». Графическое представление результатов вычислений представлено на рис. 5.

На основе изучения полученных графических зависимостей следует сделать вывод о том, что начальная скорость движения контактирующей пары трения в значительной степени оказывает влияние на профиль давлений в слое смазочного материала, заключенного между двумя упругими полупространствами. Проведенными исследованиями выявлено, что чем выше начальная скорость движения, тем ниже давление и наоборот. Причем снижение давлений сопровождается равномерным распределением давлений по длине контакта трущейся пары (рис. 5, а). Полученный результат хорошо согласуется с контактно-гидродинамической теорией смазывания [7 - 10]. При малых начальных скоростях движения, давление по длине слоя изменяется неравномерно (рис. 5, б) и, по сути, является возрастающей функцией. Ускорения же, в свою очередь, кардинально не изменяют профиль давления в слое, изменение ускорения на 1 м/с^2 изменяет давление на 5...7%.



(а)



(б)

Рис. 5. Влияние начальной скорости движения и ускорений на изменение давления в вязкоупругом слое: а - 1 м/с ; б - 2 м/с

В связи с этим, с практической точки зрения, при значительных ускорениях с малых начальных скоростей, может возникнуть ситуация нарушения сплошности слоя смазочного материала и возникновения металлического контакта, что может привести к образованию микросхватываний поверхностей трения с последующим задиrom.

4. Выводы

Была разработана математическая модель по определению давлений в слое смазочного материала при рассмотрении задачи контактного взаимодействия пары трения в условиях равномерного и неравномерного движения.

На основе исследования механики контактного взаимодействия механических передач металлургических машин и оборудования для определения площади контакта, в координатах которой происходит контактное взаимодействие смазанных пар трения, на основе метода конечных элементов были поставлены и решены контактные задачи межвалкового взаимодействия прокатной клетки кварто, а также контактного взаимодействия сопряженных зубьев зубчатых передач в

пакетном приложении САПР «КОМПАС-3D» АПМ-FEM.

Представлено математическое описание изменения давления в слое смазочного материала по длине контакта во времени $p = p(x)$ при условии наличия ускорения.

Представлено описание изменения давления в слое смазочного материала по длине контакта во времени при изменяющейся толщине слоя смазочного материала.

Проведенные математические расчеты показали, что давление в слое смазочного материала зависит от начальной скорости движения пары трения и ее приращения. При этом найденные константы интегрирования несут в себе смысл коэффициентов нестационарности процесса, влияющих на результаты решения упругой контактно-гидро-намической задачи.

Список литературы

1. Захаров С.М., Эрдман В.Ф. Гидродинамический и тепловой расчет подшипников коленчатого вала поршневого двигателя // Вестник машиностроения. 1978. № 5. С. 22-24.

2. Sui P.C., Sadeghi F. Non-Newtonian thermal elastohydrodynamic lubrication // *Ibid*, 1991, Vol. 113. pp. 390-397.

3. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. Введ. 1989-01-01. М.: ИПК Издательство стандартов, 1988. 129 с.

4. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т.2. / Под ред. В.И. Анурьева, И.Н. Жестоковой. М.: Машиностроение, 2006. 960 с.

5. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.

6. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1988. 640с.

7. Чичинадзе А.В., Берлинер Э.М., Браун Э.Д., Буше Н.А., Буяновский И.А., Геккер Ф.Р., Горячева И.Г., Гриб В.В., Демкин Н.Б., Добычин М.Н., Евдокимов

References

1. Zakharov S.M., Erdman V.F. Hydrodynamic and thermal calculation of crankshaft bearings of a piston engine. *Vestnik mashinostroenya*, 1978, No. 5. pp. 22-24. (In Russian).

2. Sui P.C., Sadeghi F. Non-Newtonian thermal elastohydrodynamic lubrication. *Ibid*, 1991, Vol. 113. pp.390-397.

3. GOST 21354-87. *External involute cylindrical gear transmissions. Strength calculation*. Moscow, IPK Izdatelstvo standartov, 1988. 129 p. (In Russian)

4. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya: v trech tomach. T.2* [Handbook of the mechanical engineer-designer: in 3 volumes. Vol. 2.]. Moscow: Mashinostroenie, 2006. 960 p. (In Russian)

5. Birger I.A., Shorr B.F., Iosilevich G.B. *Raschet na prochnost detaley mashin: spravochnik* [Strength calculation of machine parts: Handbook]. Moscow: Mashinostroenie, 1993. 640 p. (In Russian)

6. Artobolevsky I.I. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Theory of Mechanisms and Machines]. Moscow: Nauka, 1988. 640 p. (In Russian)

7. Chichinadze A.V., Berliner E.M., Braun E.D., Bushe N.A., Buyanovski I.A.,

- Ю.А., Захаров С.М., Кершенбаум В.Я., Лужнов Ю.М., Мамхегов М.А., Михин Н.М., Романова А.Т. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника). М.: Машиностроение, 2003. 576 с.
8. Коднир Д.С. Эластогидродинамический расчет деталей машин. М.: Машиностроение, 1988. 160 с.
9. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. М.: Машиностроение, 1976. 304 с.
10. Коднир Д.С. Контактно-гидродинамическая теория смазки. Куйбышев: Куйбышевское книжное издательство, 1963.
11. Горячева И.Г., Добычин М.Н. Контактные задачи в трибологии. М.: Машиностроение, 1988. 254 с.
12. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 478 с.
13. Горячева И.Г., Маховская Ю.Ю., Морозов А.В., Степанов Ф.И. Трение эластомеров. Моделирование и эксперимент. М.-Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2017. 204 с.
14. Platov S.I, Dema R.R, Kharchenko M.V, Amirov R.N. Experience Of Application Of Liquid Lubricating Materials During Wide Strip Hot Rolling // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 3rd International Scientific and Technical Conference on Scientific and Technical Progress in Ferrous Metallurgy SATPIFM 2017, Cherepovets, Russia, October 2017. DOI: 10.1088/1757-899X/287/1/012011.
15. Kharchenko M.V, Kononov V.N., Zambritckaya E.S. Elastohydrodynamic friction mode as a method of surface finishing excluding burnishing // Materials Science Forum, Vladivostok, Russia, October 2018. DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.946.732
16. Дема Р.Р., Харченко М.В., Горбунова А.А. Теоретическое исследование влияния режимов подачи СМ на изменение энергозатрат при горячей прокатке на стане 2000 ОАО «Магнитогорский металлургический комбинат» // Производство проката. 2013. № 2. С. 11-13.
- Gekker F.R., Goryacheva I.G., Grib V.V., Demkin N.B., Dobychin M.N., Evdokimov Ju.A., Zacharov S.M., Kershenbaum V.Ja., Luzhnov Ju.M., Mamchegov M.A., Michin N.M., Romanova A.T. *Trenie, iznos i smazka (tribologiya i tribotechnica)* [Friction Wear and Lubrication (Tribology and Tribotechnics)]. Moscow: Mashinostroenie, 2003. 576 p. (In Russian)
8. Kodnir D.S., Zhilnikov E.P., Bayborodov Yu.I. *Elastogidrodinamicheskiiy raschet detaley mashin* [Elastohydrodynamic calculation of machine parts]. Moscow: Mashinostroenie, 1988. 160 p. (In Russian)
9. Kodnir D.S. *Kontaktnaya gidrodinamika smazki detaley mashin* [Contact hydrodynamics of lubrication of machine parts]. Moscow: Mashinostroenie, 1976. 304 p. (In Russian)
10. Kodnir D.S. *Kontaktno-gidrodinamicheskaya teoriya smazki* [Contact-hydrodynamic theory of lubrication]. Kuibyshevskoe knignoe izdatelstvo, 1963. 183 p. (In Russian)
11. Goryacheva I.G., Dobychin M.N. *Kontaktnye zadachi v tribologii* [Contact problems in tribology]. Moscow: Mashinostroenie, 1988. 254 p. (In Russian)
12. Goryacheva I.G., *Mekhanika frikcionnogo vzaimodeistviya* [Mechanics of friction interaction]. Moscow: Nauka, 2001. 478 p. (In Russian)
13. Goryacheva I.G, Machovskaya Ju.Ju., Morozov A.V., Stepanov F.I. *Treniye elastomerov. Modelirovaniye i eksperiment* [Friction of elastomers. Modeling and experiment]. Moscow, Izhevsk, Institut kompjuternykh issledovaniy, 2017. 204 p. (In Russian)
14. Platov S.I, Dema R.R, Kharchenko M.V, Amirov R.N. Experience Of Application Of Liquid Lubricating Materials During Wide Strip Hot Rolling. In: *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering "3rd International Scientific and Technical Conference on Scientific and Technical Progress in Ferrous Metallurgy SATPIFM 2017, Cherepovets, Russia, October 2017*. DOI: 10.1088/1757-899X/287/1/012011.
15. Kharchenko M.V, Kononov V.N, Zam-

17. Абрамов А.Н., Харченко М.В., Дема Р. Р., Пельмская И.С., Харченко А.А. Исследование влияния различных режимов смазывания валков стана горячей прокатки на межвалковый момент трения с помощью физического моделирования процесса на лабораторной установке // Производство проката. 2016. № 12. С. 8-12.
18. Харченко М.В., Нефедьев С.П., Дема Р.Р., Латыпов О.Р. Методика определения несущей способности и противозадирных свойств смазочных материалов, применяемых в тяжело нагруженных трибодинамических сопряжениях металлургических машин и агрегатов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. № 9(738). С. 30-39.
19. Харченко М.В., Терентьев Д.В., Платов С.И., Кинзина И.И. Физическое моделирование контактного взаимодействия механических передач технологических машин // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2022. № 10(751). С. 45-54.
20. Платов С.И., Румянцев М.И., Дема Р.Р., Харченко М.В. Эффективность процесса горячей прокатки с подачей смазочного материала между опорным и рабочим валками на непрерывном широкополосном стане горячей прокатки 2000 ОАО «ММК» // Вестник Магнитогорского государственного технического университета им. Г.И. Носова. 2011. № 4(36). С. 19-21.
- † brgitckaya E.S. Elastohydrodynamic friction mode as a method of surface finishing excluding burnishing. In: *Materials Science Forum*, Vladivostok, Russia, October 2018, DOI: 10.4028/www.scientific.net/MSF.946.732
- † 16. Dema R.R., Kharchenko M.V., Gorbunova A.A. Theoretical study of the influence of SM feed modes on the change in energy consumption during hot rolling on the 2000 mill of OJSC "Magnitogorsk Iron and Steel Works". *Proizvodstvo prokata*, 2013, No. 2, pp. 11-13. (In Russian)
- † 17. Abramov A.N., Kharchenko M.V., Dema R.R., Pelymskaya I.S. Kharchenko A.A. Study of the influence of various lubrication modes of hot rolling mill rolls on the inter-roll friction torque using physical modeling of the process on a laboratory setup. *Proizvodstvo prokata*, 2016, No. 12, pp. 8-12. (In Russian)
- † 18. Kharchenko M.V., Nefedev S.P., Latypov O.R. Methodology for determining the load-bearing capacity and extreme pressure properties of lubricants used in heavily loaded tribodynamic couplings of metallurgical machines and units. *Izvestia vyshich uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2021, No. 9 (738), pp. 30-39. (In Russian)
- † 19. Kharchenko M.V., Terentyev D.V., Platov S.I., Kinzina I.I. Physical modeling of contact interaction of mechanical transmissions of technological machines. *Izvestia vyshich uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2022, No. 10 (751), pp. 45-54. (In Russian).
- † 20. Platov S.I., Romyantsev M.I., Dema R.R., Kharchenko M. . Efficiency of the hot rolling process with lubricant supply between the support and working rolls on a continuous wide-strip hot rolling mill 2000 of OJSC MМК. *Vestnik magnitogorskogo gosudarstvennogo universiteta imeni G.I. Nosova*, 2011, No. 4 (36), pp. 19-21.