

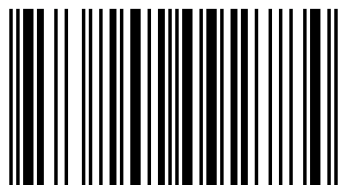
Установление закономерностей изменения характеристик трения и изнашивания деталей, обусловленных особенностями их эксплуатационного взаимодействия, представляется одной из научно-технических задач, рассматриваемых в трибологии. В сборнике приведены результаты исследований, которые позволили определить вид ряда уравнений многофакторной регрессии для триботехнических характеристик: износостойкость, коэффициент трения, удельное время постоянства коэффициента трения. Характеристики получены для трибосопряжений типа "шейка - вкладыш", "фаска клапана - седло", "диск - колодка", критерия Рейнольдса для натуральных сопряжений скольжения в механизмах двигателя внутреннего сгорания, моделирующих работу узлов трения, а также для эксплуатационного трибосопряжения "барабан - колодка с профильными канавками" тормозного механизма легкового автомобиля. Это позволяет выполнять прогнозную оценку их трибологического состояния в зависимости от составленных и предложенных к использованию комплексных параметров совокупности выделенных факторов влияния. Книга предназначена для научно-технического персонала, занимающегося проблемами обеспечения надежности объектов машиностроения.



Кубич Вадим Иванович - кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей Запорожского национального технического университета, Украина, старший научный сотрудник по специальности 05.02.04 – трение и изнашивание в машинах. Научные интересы - трибологические аспекты повышения надежности и элементов трибосопряжений объектов машиностроения.

Оценка триботехнических характеристик сопряжений

Двигатель внутреннего сгорания. Тормозной
механизм автомобиля



978-620-2-09278-4

 **LAMBERT**
Academic Publishing

Вадим Иванович Кубич

Оценка триботехнических характеристик сопряжений

Вадим Иванович Кубич

Оценка триботехнических характеристик сопряжений

**Двигатель внутреннего сгорания. Тормозной
механизм автомобиля**

LAP LAMBERT Academic Publishing RU

Imprint

Any brand names and product names mentioned in this book are subject to trademark, brand or patent protection and are trademarks or registered trademarks of their respective holders. The use of brand names, product names, common names, trade names, product descriptions etc. even without a particular marking in this work is in no way to be construed to mean that such names may be regarded as unrestricted in respect of trademark and brand protection legislation and could thus be used by anyone.

Cover image: www.ingimage.com

Publisher:

LAP LAMBERT Academic Publishing

is a trademark of

International Book Market Service Ltd., member of OmniScriptum Publishing Group

17 Meldrum Street, Beau Bassin 71504, Mauritius

Printed at: see last page

ISBN: 978-620-2-09278-4

Copyright © Вадим Иванович Кубич

Copyright © 2017 International Book Market Service Ltd., member of
OmniScriptum Publishing Group

All rights reserved. Beau Bassin 2017

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
1 Математическое описание изнашивания элементов трибосопряжения «шейка - покрытие - вкладыш»	3
2 Коэффициент трения трибосопряжения «шейка - покрытие - вкладыш» в условиях «пленочного голодания»	13
3 Износостойкость накладок тормозного механизма в условиях циклического торможения	23
4 Износостойкость упрочненной фаски клапана и параметры контактного взаимодействия элементов трибосопряжения «фаска клапана - седло»	33
5 Моделирование удельного времени постоянства коэффициента трения в трибологических системах	45
6 Уравнение регрессии критерия Рейнольдса для сопряжений скольжения ДВС	55
Перечень ссылок	62

1 МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ИЗНАШИВАНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ «ШЕЙКА-ПОКРЫТИЕ-ВКЛАДЫШ» [1]

Кубич В.И., Ищенко Л.И., Щаднев А.О.

Актуальность работы. Изнашивание элементов трибосопряжений определяется рядом факторов влияния, к которым относятся как свойства их приповерхностных слоев, так и условия взаимодействия: нагрузочный, скоростной режим, наличие смазочного материала. Установление функциональной зависимости между износостойкостью материалов элементов трибосопряжений и факторами, обуславливающими ее изменение в процессе их контактного взаимодействия, является важной научно-технической задачей.

Особенно это важно, когда в трибосопряжениях, лимитирующих ресурс работы изделия в целом, применяются композиционные материалы, при использовании которых на поверхности одного из элементов формируется исходное покрытие с прогнозируемыми высокими триботехническими характеристиками. К таким сопряжениям относятся группы сопряжений коленчатого вала ДВС - «шейка - вкладыш». Результаты ранее проведенных исследований позволили определить комплекс материалов в составе оловянистой бронзы БрОФ4-0,25 и галлиево-индиевой среды, использование которых позволяет фрикционно-механическим способом формировать на поверхности шеек исходные износостойкие покрытия [1,2]. При этом получены значения параметров изнашивания, позволяющие определить значимый состав галлиево-индиевой среды. Однако вопросу определения вида функциональной зависимости между износостойкостью трибосопряжений с предлагаемыми материалами и факторами влияния на характер ее изменения внимание не уделялось.

Приведенное и вызывает необходимость математического описания процессов изнашивания в трибосопряжении «шейка-покрытие-вкладыш», что дополняет результаты ранее проведенных исследований и позволяет оценивать и прогнозировать его триботехническое состояние.

Материалы и результаты исследований. Математическое описание процессов изнашивания трибосопряжения с обработанной шейкой можно представить функциональной зависимостью. Таковая определяет

износостойкость как функцию физико-механических свойств покрытия шейки коленчатого вала и внешних факторов процесса изнашивания.

Анализ литературных источников показал, что износостойкость трибосопряжения, как функция обратная интенсивности изнашивания, носит степенной характер от определяющих факторов [3]:

$$I_{1-2} = K_{\Theta} \Theta^{m^{\Theta}}, \quad (1)$$

где K_{Θ} - коэффициент, численно равный износостойкости при единичном значении фактора Θ и имеющий размерность $[K] = [\Theta]^{-m^{\Theta}}$, Θ и m^{Θ} - значение фактора и показателя степени при нем. Например, в качестве фактора Θ может рассматриваться номинальное давление, твердость материала, время изнашивания, максимальная высота неровностей поверхностей, постоянная упругости истираемого материала.

Поскольку износостойкость сопряжения как функция отклика определяется большим числом факторов, то при составлении математического описания рассматривалось воздействие не самих факторов, а безразмерных комплексов, составленных из них. Тогда с учетом предположения о том, что функция (1) удовлетворяет требованиям непрерывности, гладкости и наличия одного экстремума, ее представляли в виде мультипликативной модели [3-6]:

$$I_{1-2} = A \Pi_1^{\alpha_1} \Pi_2^{\alpha_2} \dots \Pi_k^{\alpha_k}, \quad (2)$$

где A - постоянный коэффициент, учитывающий влияние на износостойкость неучтенных факторов; $(\Pi_1^{\alpha_1} - \Pi_k^{\alpha_k})$ - безразмерные комплексы, составленные из факторов влияния; $(\alpha_1 - \alpha_k)$ - коэффициенты, определяемые экспериментальным путем; k - количество комплексов.

Рассматривая комплексы $(\Pi_1^{\alpha_1} - \Pi_k^{\alpha_k})$, как обобщенные факторы исследуемого процесса, выразив каждый комплекс обобщенной переменной $(x_i = \Pi_i)$, выражение (2) примет вид:

$$I_{1-2} = A x_1^{\alpha_1} x_2^{\alpha_2} \dots x_k^{\alpha_k} = A \prod_{i=1}^k x_i^{\alpha_i}, \quad (3)$$

где x_i - независимые безразмерные обобщенные параметры (переменные), которые используются в качестве управляемых факторов.

Приведенное уравнение (3) - представляет собой основу для составления математического описания процесса изнашивания исследуемого сопряжения.

Для определения вида математического описания определены факторы, которые обуславливают процесс изнашивания исследуемого трибосопряжения при наличии граничной смазки в зоне трения, т.е. определяют износостойкость трибосопряжения. Такие факторы можно объединить в две группы [3,7,8].

В первую группу относятся факторы, определяющие свойства покрытия шейки:

- микроадгезионные:

- тангенциальная прочность адгезионной связи τ_n , МПа;
- толщина покрытия δ , мкм;

- шероховатость:

- параметр шероховатости R_a , мкм;

- фрикционные свойства сопряжения и параметры молекулярного взаимодействия тел:

- коэффициент трения.

Во вторую группу относятся факторы, определяющие условия трения сопряжения:

- время приработки сопряжения t_n , с;
- номинальное давление в контакте p_a , МПа;
- скорость скольжения в контакте V , м/с.

В качестве факторов, определяющих микроадгезионные свойства и шероховатость покрытия шейки, определены тангенциальная прочность адгезионной связи τ_n , толщина покрытия δ , а также параметр шероховатости R_a . К факторам, определяющим условия трения, отнесены - номинальное давление p_a и скорость скольжения V в фрикционном контакте шейки и вкладыша. Для выполнения требования однородности, обусловленного первой теоремой подобия, при выводе функциональной зависимости износостойкости учтен фактор времени - рассмотрено время приработки t_n исследуемого сопряжения.

С учетом выражения (2) функциональная зависимость износостойкости сопряжения от перечисленных факторов может быть представлена в виде:

$$I_{1-2} = B \left(\frac{\tau_n}{p_a} \right)^{\beta_1} \left(\frac{\delta}{V t_n} \right)^{\beta_2} \left(\frac{\delta}{R_a} \right)^{\beta_3} f^{\beta_4}, \quad (4)$$

где B , β_{1-4} – постоянные коэффициенты, определяемые в результате проведения экспериментальных исследований, как и значения переменных τ_n , δ , R_a , t_n , f , ω , p_a .

Безразмерные комплексы выражения (4) имеют определенный физический смысл. Первый комплекс характеризует относительную тангенциальную адгезионную прочность, второй комплекс численно равен линейному износу покрытия на пути трения в 1 м в течении 1 с, третий комплекс характеризует относительную толщину покрытия.

При анализе зависимости (4) можно предварительно сделать вывод о том, что износостойкость сопряжения пропорциональна тангенциальной прочности адгезионной связи и толщине формируемого покрытия. Для повышения износостойкости целесообразно уменьшать давление элементов пары трения, скорость скольжения во фрикционном контакте и параметр шероховатости поверхности шейки коленчатого вала. Приведенные выводы не противоречат теоретическим положениям и результатам экспериментальных работ, представленным в литературных источниках [3,4,8].

Выравнивание представленной зависимости (4) позволяет представить ее в виде линейного полинома:

$$y = b_0 + \sum_{k=1}^4 b_k X_k, \quad (5)$$

где $y = \ln I_{1-2}$; $b_0 = \ln b$; $X_1 = \ln\left(\frac{\tau_n}{p_a}\right)$; $X_2 = \ln\left(\frac{\delta}{Vt_n}\right)$; $X_3 = \ln\left(\frac{\delta}{Ra}\right)$; $X_4 = \ln f$; $\beta_k = b_k$; b_0, b_k – неизвестные коэффициенты уравнений (4) и (5).

Результаты экспериментов [2] по оценке влияния состава компонентов сплавов на характеристики элементов сопряжений позволили определить значения факторов влияния, входящих в функциональную зависимость (4), табл.1, и составить систему из пяти уравнений (5).

Каждое из уравнений определяет соотношения значений безразмерных комплексов, определяющих величину износостойкости для каждого отдельного опыта. Решая такую систему уравнений, определены значения коэффициентов b_0, b_k и вид регрессионной зависимости износостойкости трибосопряжения от факторов влияния. Значения толщины покрытия δ определены расчетным путем, исходя из толщины сформированного покрытия ≈ 5 мкм и значений линейного износа ролика Δh_2 [2].

Таблица 1. Экспериментальные значения факторов влияния безразмерных комплексов

Наименование	Сплав с содержанием индия, %, (ат.)				
	19	17	13	8	6
$I_{1-2}, 10^6$	20,63	18,47	17,92	16,12	15,26
$\delta, \text{мкм}$	4,69	4,79	4,83	4,88	4,66
$\tau_n, \text{МПа}$	66,2	65,1	57,6	49,3	46,5
$p_a, \text{МПа}$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
f	0,04	0,044	0,05	0,04	0,1
$t_n, \text{с}$	540	600	780	720	840
$V, \text{м/с}$	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84

$$\begin{cases} 16,84 = b_0 + 4,29b_1 - 18,42b_2 + 2,82b_3 - 3,22b_4 \\ 16,73 = b_0 + 4,28b_1 - 18,47b_2 + 2,84b_3 - 3,12b_4 \\ 16,70 = b_0 + 4,16b_1 - 18,72b_2 + 2,85b_3 - 2,99b_4 \\ 16,59 = b_0 + 4,00b_1 - 18,64b_2 + 2,86b_3 - 3,22b_4 \\ 16,56 = b_0 + 3,94b_1 - 18,93b_2 + 2,81b_3 - 2,3b_4 \end{cases}$$

Решая полученную систему уравнений матричным способом, с помощью программы *Mathcad*, определены значения коэффициентов: $b_0=13,697$; $b_1=0,71$; $b_2=-0,627$; $b_3=-4,555$; $b_4=-0,432$.

Тогда линейный полином примет следующий вид:

$$y = 13,697 + 0,71X_1 - 0,627X_2 - 4,555X_3 - 0,432X_4, \quad (6)$$

В результате преобразования уравнения (А.3) получена регрессионная зависимость износостойкости трибосопряжения от факторов влияния:

$$I_{1-2} = e^{13,697} \left(\frac{\tau_n}{p_a} \right)^{0,71} \left(\frac{\delta}{Vt_n} \right)^{-0,627} \left(\frac{\delta}{Ra} \right)^{-4,55} f^{-0,432}, \quad (7)$$

где $e=2,718\dots$ - основание натурального логарифма.

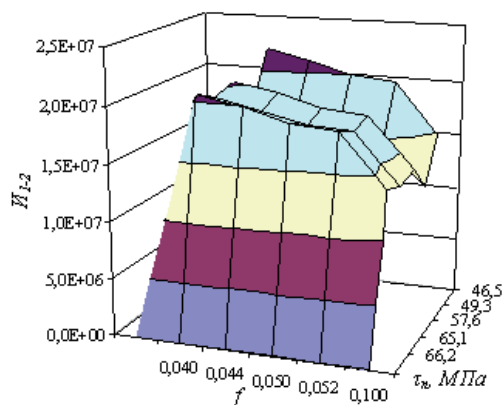
Полученная регрессионная зависимость является математическим описанием процесса изнашивания элементов трибосопряжения «шейка-покрытие-вкладыш». Анализ коэффициентов показал, что по степени влияния на изменение износостойкости факторы располагаются в следующей последовательности: относительная толщина покрытия; относительная тангенциальная прочность адгезионной связи; линейный износ покрытия и коэффициент трения.

Адекватность математического описания процесса изнашивания определялась по критерию Фишера - $K_{\phi\bar{\alpha}}$. В результате обработки экспериментальных и теоретических значений износостойкости дисперсия адекватности $D_a=2,38 \cdot 10^6$, средняя дисперсия всего эксперимента $D_{cp}=0,14 \cdot 10^6$, экспериментальное значение критерия Фишера $K_{\phi\bar{\alpha}}=17$. При доверительной вероятности 0,95 и числа степеней свободы $q_1=n-d=5-4=1$; $q_2=n(m-1)=5(2-1)=5$ теоретическое значение критерия Фишера $K_{\phi m}=23$. Поскольку $K_{\phi\bar{\alpha}} < K_{\phi m}$ ($17 < 23$), то полученное математическое описание адекватно, т.е. описывает изучаемый процесс.

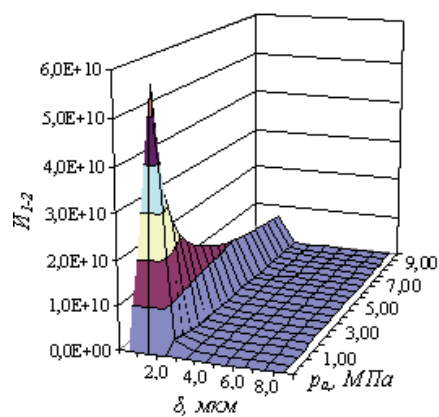
Полученная зависимость может быть использована для прогнозирования характера изменения и оценки износостойкости трибосопряжений с исследуемыми материалами в зависимости от факторов влияния, свойственных условиям и режимам их взаимодействия. В качестве примера приведены пространственные диаграммы износостойкости в зависимости от изменения значений факторов влияния (рис.1). На рис.1а изображен вид поверхности, характеризующей характер изменения износостойкости трибосопряжений в зависимости от степени влияния %-го состава компонентов галлиево-индиевой среды, обуславливающего значения τ_n и процессы в контактных слоях взаимодействующих материалов.

Максимальные значения износостойкости обусловлены максимальной прочностью адгезионной связи покрытия с подложкой основного материала $\tau_n=66,2$ МПа и минимальным значением коэффициента трения $f=0,04$ при сосредоточении процессов изнашивания в слоях покрытия $\delta \approx 1$ мкм.

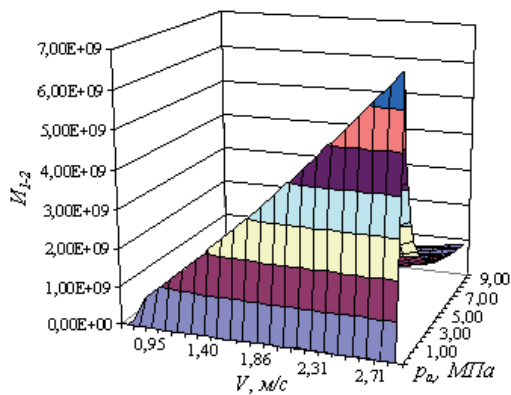
Также наблюдаются максимальные значения износостойкости при $\tau_n=46,5$ МПа, однако коэффициент трения 0,04 в трибосопряжении по результатам эксперимента соответствовал 0,1, при этом наблюдался повышенный износ антифрикционного слоя вкладыша, и было указано на смену механизма изнашивания структур исходного материала.



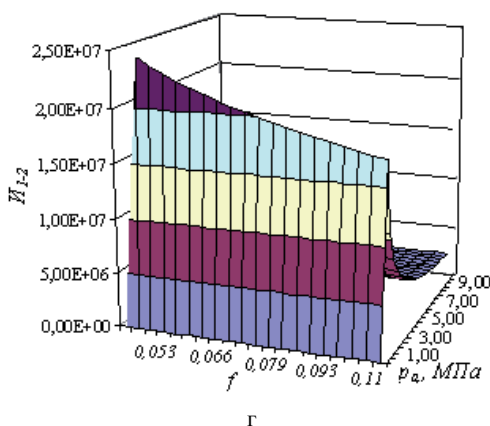
a



б



B



- а - $\delta=4,6-4,9$ мкм; $t_n=540-840$ с; $f=0,04-0,11$, $\tau_n=46,5-66,2$ МПа; $V=0,84$ м/с; $p_a=0,9$ МПа;
 б - $\delta=1-8$ мкм; $t_n=120-1440$ с; $f=0,04$, $\tau_n=66,2$ МПа; $V=2,0$ м/с; $p_a=0,5-8,0$ МПа;
 в - $\delta=2$ мкм; $t_n=120-1440$ с; $f=0,11$, $\tau_n=66,2$ МПа; $V=0,84-2,9$ м/с; $p_a=0,5-9,0$ МПа;
 г - $\delta=5$ мкм; $t_n=300$ с; $f=0,04-0,11$, $\tau_n=66,2$ МПа; $V=2,0$ м/с; $p_a=0,5-9,0$ МПа

Рисунок 1. Пространственные диаграммы износостойкости трибосопряжений «шейка – покрытие - вкладыш» при различных условиях и режимах взаимодействия их материалов

Последнее определялось %-м содержанием компонентов в галлиево-индиевой среде. На рис.1 б-г приведены прогнозируемые износостойкости трибосопряжений в зависимости от изменения нагрузки и скорости скольжения в зоне трения. Диаграммы указывают следующее. Максимальные значения износостойкости трибосопряжения могут быть обусловлены минимальным износом покрытия $\delta \leq 2$ мкм при близких к минимальным нагрузкам и частотах вращения образцов, при которых возможно проявление свойств покрытия. При этом значения коэффициента трения находятся в пределах $0,04-0,11$. По мере изнашивания слоев покрытия и образующихся в них структур износостойкость трибосопряжения снижается до значений, характерных для первоначально формирующихся структур в слое $\delta \approx 1$ мкм.

Выводы. Рассмотренные в работе подходы к математическому описанию процессов контактного взаимодействия материалов элементов трибосопряжений позволили определить вид регрессионной зависимости износостойкости от факторов влияния, обуславливающих изнашивание элементов трибосопряжений «шейка-покрытие-вкладыш».

Список литературы

1. Пат. № 2060300 Российская Федерация, МПК⁶ C23C26/00. Способ фрикционно-механического нанесения антифрикционного покрытия./ Колчаев А.М., Степанов В.Б.; заявитель и патентообладатель Рязанское высшее военное автомобильное инженерное училище. - № 93057526/02; заявл.28.12.93; опубл. 20.05.96, Бюл. 17/2000
2. Кубіч, В.І. Про вплив вмісту компонентів галієво-індієвого середовища на триботехнічні характеристики трібоз'єднання/ Кубіч В.І., Івченко Л.Й. // Проблеми тертя та зношування. -2009.-Вип. №52. - С.92-101
3. Справочник по триботехнике: в 3-х т. Т.1 Теоретические основы /Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 1989. - 400 с.
4. Дроздов Ю.Н. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник / Ю.Н. Дроздов, В.Г. Павлов, В.Н. Пучков. - М.: Машиностроение, 1986. - 224 с.
5. Евдокимов Ю.А. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа / Ю.А. Евдокимов, В.И. Колесников, А.И. Тетерин. - М, 1980. - 228 с.
6. Браун Э.Д. Моделирование трения и изнашивания в машинах / Э.Д.Браун, Ю.А. Евдокимов, А.В. Чичинадзе – М.: Машиностроение, 1982. - 191 с.
7. Авдонькин Ф.Н. Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей/ Ф.Н. Авдонькин . – М.: Транспорт, 1985. - 215 с.
8. Гаркунов, Д.Н. Триботехника (конструирование, изготовление и эксплуатация машин) /Д.Н. Гаркунов. - М.: Издательство МСХА, 2002. - 632 с.

2 КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ «ШЕЙКА – ПОКРЫТИЕ - ВКЛАДЫШ» В УСЛОВИЯХ «ПЛЕНОЧНОГО ГОЛОДАНИЯ» [2]

Кубич В.И., Ищенко Л.И.

Постановка проблемы. Значения коэффициента трения при контактном взаимодействии поверхностей элементов трибосопряжений дают возможность судить о величине силы трения, инициирующей зарождение процессов изменения трибологического состояния структур, образующихся в их приповерхностных слоях. При этом частота смены их активированного и пассивированного состояния сопровождается процессами разрушения материалов, приводящих к изменениям линейных размеров элементов трибосопряжений, соответствующих зазоров в них. Последние лимитируют ресурс трибосопряжений коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания «шейка - вкладыш». Частота смены трибологического состояния структур в рассматриваемом трибосопряжении обусловлена их свойствами, и процессами перехода с режимов от жидкостного к граничному, от граничного к сухому трению материалов их поверхностей и обратно. Последний режим обусловлен кратковременным разрушением масляных пленок, превышением времени ювенильного контакта материалов над временем их локализованного восстановления, и может рассматриваться как масляное голодание. Именно в такие временные моменты главную роль и играют вторичные структуры, образующиеся контактным взаимодействием из материалов элементов трибосопряжений «шейка - вкладыш».

В результате предыдущих исследований трибологических процессов, обусловленных проявлением свойств образующихся вторичных структур из материала исходного покрытия на поверхности шеек и антифрикционного сплава вкладыша, в условиях масляного голодания:

- определены графические зависимости изменения коэффициента трения от времени испытания, сводные результаты приведены на рис.1 [1-3];
- оценены изменения модуля упругости E , микротвердости H_u по глубине контактных слоев (табл.1) [4];
- определены значения среднего арифметического отклонения профиля поверхности структур R_a (табл.1) [5].

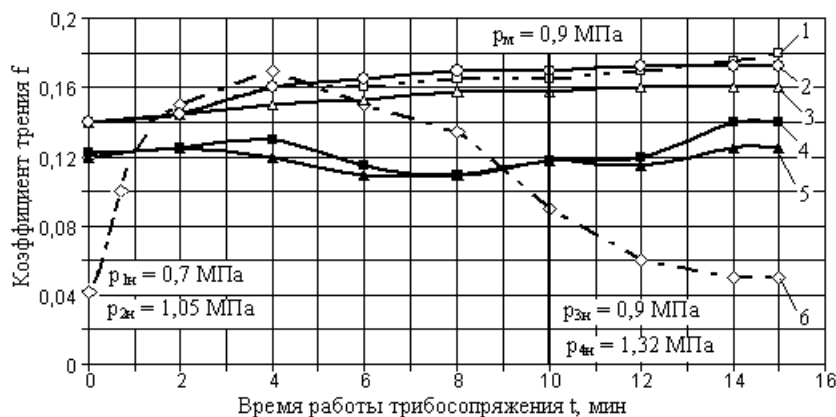


Рисунок 1. Зависимость коэффициента трения от времени испытания элементов трибосопряжений в условиях прекращения подачи масла при изменении давления в зоне трения: 1 - модельные образцы без покрытия; 2 - натурные образцы ЗИЛ без покрытия; 3 - натурные образцы ЗМЗ без покрытия; 4 - натурные образцы ЗИЛ с покрытием; 5 - натурные образцы ЗМЗ с покрытием; 6 - модельные образцы с покрытием

Таблица 1. Характеристики структур элементов трибосопряжений

Наименование	Е, ГПа	Ra, мкм
Структура вкладыша, контакт с покрытием	40,5	0,08
Структура вкладыша, контакт без покрытия	69	0,14
Структура покрытия	100	0,28
Структура стальной поверхности без покрытия	285	0,21
Структура чугуновой поверхности без покрытия	150	0,21

При этом покрытие формировалось фрикционно-механическим способом на поверхности модельных образцов, натурных образцов шеек коленчатых валов из комплекса материалов в составе: оловянистая бронза БрОФ4-0,25, поверхностно-активная среда %, (ат.) галлий 81, индий 19. Триботехнические испытания проводились на модернизированной машине СМЦ-2 для модельных образцов по схеме «ролик - колодка», для натурных - «шейка - вкладыш» с подачей смазочного материала и без него. В качестве образцов - колодок и вкладышей использовались фрагменты вкладышей с антифрикционным сплавом АО20-1 и цельные сталеалюминевые вкладыши материал основы сталь 0,8 кп. Ролики изготавливались из стали 45ХН2МФА, шейки изготавливались

электроэрозионным способом из восстановленных под ремонтный размер коленчатых валов рядных двигателей ЗМЗ (материал чугун ВЧ500), V-образных двигателей ЗИЛ (материал сталь 45). В качестве смазочного материала использовалось моторное масло LUKOL-STANDARD SAE 15W/40 SF/CC. Частоты вращения образцов-роликов, шеек составляли $320 \pm 10 \text{ мин}^{-1}$, $675 \pm 10 \text{ мин}^{-1}$ соответственно. Давление в контакте в условиях масляного голодания менялось от 0,7 МПа до 1,32 МПа. Средняя величина площади трения для модельных трибосопряжений составила $S_m = 1,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, для трибосопряжений из образцов элементов конструкции двигателя ЗИЛ - $S_{m1} = 5,4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, из образцов ЗМЗ - $S_{m2} = 3,6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$.

Исходя из полученных результатов, значения коэффициента трения в трибосопряжениях при проявлении свойств образующихся вторичных структур в материалах поверхностей шейки и вкладыша в условиях масляного голодания зависят от следующих параметров: модулей упругости структур E_1 , E_2 ; среднего арифметического отклонения профиля поверхностей структур Ra_1 , Ra_2 ; площади трения S ; давления в контакте p ; скорости скольжения в контакте V ; времени работы t . Такая зависимость может быть представлена в виде аналитического выражения многих переменных:

$$f = F(E_1, E_2, Ra_1, Ra_2, S, p, V, t) \quad (1)$$

Однако вопросу аппроксимации полученных результатов эмпирическим уравнением, устанавливающим связь между коэффициентом трения в трибосопряжениях «шейка - вкладыш» коленчатого вала с предлагаемыми материалами и экспериментально определенными параметрами внимание не уделялось. Сведения о характере изменения значений коэффициента трения при прогнозных диапазонах значений установленных параметров, приближенных к эксплуатационным режимам работы для данного трибосопряжения в настоящее время отсутствуют.

Приведенное и вызывает необходимость в определении эмпирической формулы, позволяющей оценивать влияние установленных параметров на изменение коэффициента трения в трибосопряжении «шейка – покрытие - вкладыш», что дополняет результаты ранее проведенных исследований и позволяет оценивать и прогнозировать его триботехническое состояние.

Методы исследования. Известно, что интенсивность изнашивания материалов сопрягаемых деталей является степенной функцией, может быть

представлена в виде произведения комплексов: нагрузочного; фрикционно-усталостного; микрогеометрического [6], и процессы, обуславливающие изменения линейных размеров элементов трибосопряжений на пути трения, связаны с разрушениями вследствие накопления дефектов от работы сил трения. Исходя из приведенного, связь между коэффициентом трения и установленными параметрами можно также представить в виде степенной функции:

$$f = A \Pi_1^{\alpha_1} \Pi_2^{\alpha_2} \dots \Pi_k^{\alpha_k}, \quad (2)$$

где A - постоянный коэффициент, учитывающий влияние на коэффициент трения неучтенных факторов;

$(\Pi_1^{\alpha_1} - \Pi_k^{\alpha_k})$ - безразмерные комплексы, составленные из параметров влияния;

$(\alpha_1 - \alpha_k)$ - коэффициенты, определяемые экспериментальным путем;

k - количество комплексов.

Рассматривая комплексы $(\Pi_1^{\alpha_1} - \Pi_k^{\alpha_k})$, как обобщенные факторы исследуемого процесса, выразив каждый комплекс обобщенной переменной ($x_i = \Pi_i$), выражение (2) примет вид:

$$f = A x_1^{\alpha_1} x_2^{\alpha_2} \dots x_k^{\alpha_k} = A \bigcap_{i=1}^k x_i^{\alpha_i}, \quad (3)$$

где x_i – независимые безразмерные обобщенные параметры (переменные), которые используются в качестве управляемых факторов.

Приведенное уравнение (3) – представляет собой основу для определения математической зависимости коэффициента трения от выделенных параметров.

Предлагается установленные параметры в соответствии с первой теоремой подобия представить в виде двух безразмерных обобщенных комплексов [6]:

$$x_1 = \frac{2E_1E_2}{p(E_1 + E_2)} \text{ и } x_2 = \frac{ViRa_1Ra_2}{S(Ra_1 + Ra_2)},$$

где x_1 - относительный приведенный модуль упругости контактных зон поверхностей трения;

x_2 - скорость формирования эквивалентной характеристики микрогеометрии поверхности вкладыша на площади трения. Истираемым телом по результатам эксперимента является вкладыш.

С учетом представленных комплексов, их совместном влиянии на функцию отклика – коэффициент трения, для определения коэффициентов в выражении (3), предлагается использовать методику планирования факторного эксперимента и определения коэффициентов регрессии уравнения вида [7]:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_1x_2 \quad (4)$$

Для выражения (3) коэффициенты $(\alpha_1 - \alpha_k) = (b_1 - b_3)$. В приведенном уравнении с учетом полученных экспериментальных данных четыре неизвестных, определить которые становится возможным, решив систему из четырех таких уравнений. При составлении системы уравнений необходимо учитывать, что их вид будет получен с учетом логарифмирования левой и правой частей выражения (3). Тогда для выражения (4) известные значения определяются исходя из следующих выражений:

$$y = \ln f, \quad b_0 = \ln A, \quad x_1 = \ln \frac{2E_1E_2}{p(E_1 + E_2)}, \quad x_2 = \ln \frac{ViRa_1Ra_2}{S(Ra_1 + Ra_2)}, \quad (5)$$

$$x_2x_2 = \ln \left(\frac{2E_1E_2}{p(E_1 + E_2)} + \frac{ViRa_1Ra_2}{S(Ra_1 + Ra_2)} \right)$$

Результаты исследований и обсуждение. В соответствии с экспериментальными данными (рис.1, табл.1) для составления двух систем уравнений: первая – для образцов-шеек (материал сталь 45); вторая – для образцов-шеек (материал чугун ВЧ500) численные значения уровней параметров сведены в табл.2.

Таблица 2. Численные значения уровней параметров

Функция отклика	Материал шеек сталь 45				Материал шеек чугун ВЧ500				V, м/с	P 10 ⁻³ , ГПа	S 10 ⁻⁴ , м ²	t, с
	x_1	x_2	f	$\ln f$	x_1	x_2	f	$\ln f$				
y_1	-	+	0,14	-1,97	-	+	0,125	-2,08	-0,84	+0,7	-1,2	900
y_2	+	-	0,175	-1,74	+	-	0,160	-1,83				
y_3	-	-	0,05	-3,0	-	-	0,05	-3,0	+2	-1,32	+5,4	
y_4	+	+	0,12	-2,12	+	+	0,12	-2,12				

Примечание: данные для комплекса $x_{max}(+)$ соответствуют для образцов без покрытия, $x_{min}(-)$ - для образцов с покрытием

С учетом данных приведенных в табл.1,2 и выражений (4,5) получены две системы уравнений.

Для образцов шеек (материал сталь 45):

$$\begin{cases} -1,97 = b_0 + b_1 10,68 + b_2 12,34 + b_3 12,53 \\ -1,74 = b_0 + b_1 11,97 + b_2 12,87 + b_3 13,21 \\ -3,0 = b_0 + b_1 10,68 + b_2 12,87 + b_3 12,98 \\ -2,12 = b_0 + b_1 11,97 + b_2 12,34 + b_3 12,88 \end{cases} \quad (6)$$

Для образцов шеек (материал чугуна ВЧ500):

$$\begin{cases} -2,08 = b_0 + b_1 10,68 + b_2 12,34 + b_3 12,53 \\ -1,83 = b_0 + b_1 11,81 + b_2 12,87 + b_3 13,17 \\ -3,0 = b_0 + b_1 10,68 + b_2 12,87 + b_3 12,98 \\ -2,12 = b_0 + b_1 11,81 + b_2 12,34 + b_3 12,81 \end{cases} \quad (7)$$

Решив полученные две системы алгебраических уравнений (6,7) методом Крамера [8] получены значения коэффициентов $b_0 - b_3$:

- для системы уравнений (6) $b_0=13,42$; $b_1=3,07$; $b_2=8,03$; $b_3=-11,75$;

- для системы уравнений (7) $b_0=11,74$; $b_1=3,3$; $b_2=9,68$; $b_3=-13,44$

Тогда линейные полиномы для коэффициентов трения трибосопряжений в логарифмических единицах в соответствии с выражением (4) примут следующий вид:

- для образцов шеек (материал сталь 45)

$$y = 13,32 + 3,07x_1 + 8,03x_2 - 11,75x_1x_2, \quad (8)$$

- для образцов шеек (материал чугуна ВЧ500)

$$y = 11,74 + 3,3x_1 + 9,68x_2 - 13,44x_1x_2 \quad (9)$$

В результате преобразования уравнения (8,9) получена регрессионная зависимость коэффициента трения в рассматриваемых трибосопряжениях от установленных параметров:

- для образцов шеек (материал сталь 45)

$$f = e^{13,32} \left(\frac{2E_1E_2}{p(E_1 + E_2)} \right)^{3,07} \left(\frac{ViRa_1Ra_2}{S(Ra_1 + Ra_2)} \right)^{8,03} \left(\frac{2E_1E_2}{p(E_1 + E_2)} + \frac{ViRa_1Ra_2}{S(Ra_1 + Ra_2)} \right)^{-11,75}, \quad (10)$$

- для образцов шеек (материал чугуна ВЧ500)

$$f = e^{11,74} \left(\frac{2E_1E_2}{p(E_1 + E_2)} \right)^{3,3} \left(\frac{ViRa_1Ra_2}{S(Ra_1 + Ra_2)} \right)^{9,68} \left(\frac{2E_1E_2}{p(E_1 + E_2)} + \frac{ViRa_1Ra_2}{S(Ra_1 + Ra_2)} \right)^{-13,44}, \quad (11)$$

где $e=2,718...$ - основание натурального логарифма.

Полученные регрессионные зависимости являются математическим описанием изменения коэффициента трения от влияния установленных параметров в рассматриваемых трибосопряжениях.

Выражения (10,11) могут быть использованы для прогнозирования характера изменения и оценки коэффициента в трибосопряжениях коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания с исследуемыми материалами в зависимости от изменения значений установленных параметров, определяющих трибологическое состояние образующихся вторичных структур в зонах контакта поверхностей и режимы их взаимодействия в условиях масляного голодания.

В качестве примера приведены пространственные диаграммы коэффициента трения в зависимости от изменения значений установленных параметров полученных с помощью выражения (10) (рис.2).

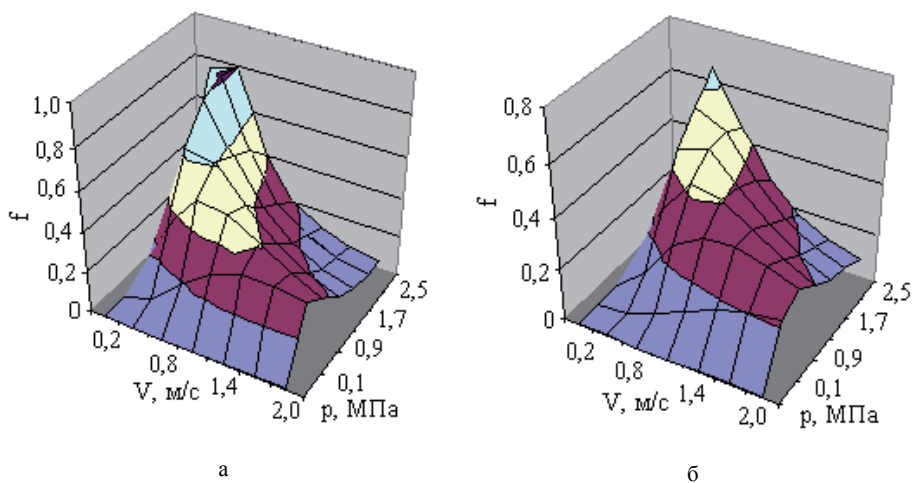


Рисунок 2. Пространственные диаграммы коэффициента трения в трибосопряжениях «шейка - вкладыш» в условиях масляного голодания: а - с покрытием ($E_1=40,5$ ГПа; $E_2=100$ ГПа; $R_{a1}=0,08$ мкм; $R_{a1}=0,28$ мкм; $S=3,6 \cdot 10^{-4}$ м²); б - без покрытия ($E_1=69$ ГПа; $E_2=285$ ГПа; $R_{a1}=0,14$ мкм; $R_{a1}=0,21$ мкм; $S=3,6 \cdot 10^{-4}$ м²)

Анализ полученных пространственных диаграмм показывает следующее.

При пусковых частотах и минимальном давлении в контакте шейки с вкладышем, обусловленном весовыми параметрами деталей кривошипно-

шатунного механизма, значения коэффициента трения максимальные, что указывает на реалистичность отображаемого процесса изменения сопротивления вращению, механических потерь при трении полученной пространственной диаграммой.

Картина уменьшения коэффициента трения при росте частоты вращения с некоторого максимума, обусловленного давлением в зоне контакта, указывает на протекание гидродинамического режима трения, а наличие экстремума на смену режимов трения по условиям проявления трибологических свойств образующихся вторичных структур, что согласуется с диаграммой Герси.

При диапазонах значений параметров определяющих условия трения $V_1=0,2-1,1$ м/с ($\approx 70-370$ мин⁻¹), $p_1=0,1-1,3$ МПа и $V_2=1,1-2,0$ м/с ($\approx 370-675$ мин⁻¹), $p_2=0,1-0,9$ МПа превышение коэффициента трения в трибосопряжениях с покрытием по отношению к трибосопряжениям без покрытия составляет от 10 до 49%. Данный факт объясняется большей пластичностью вторичных структур, однако при этом по результатам экспериментов потерь массы материала меньше, чем в трибосопряжениях с более упругими вторичными структурами, т.е. в трибосопряжениях без покрытия. Однако при таких параметрах нагружения работа подшипника скольжения коленчатых валов двигателей семейства, например ЗМЗ-402 (406), ЗИЛ-130 (131,508), мало вероятна.

При диапазонах $V_3=1,1-2$ м/с ($\approx 370-675$ мин⁻¹), $p_3=(0,9-1,3)-2,5$ МПа снижение коэффициента трения в трибосопряжениях с покрытием по отношению к трибосопряжениям без покрытия при увеличении давления составляет: 8-24% при 1,1 м/с; 10-36% при 1,4 м/с; 20-40% при 1,7 м/с; 25-43% при 2 м/с. Рассмотренные диапазоны могут соответствовать динамике нагружения деталей кривошипно-шатунного механизма при пуске упомянутых двигателей [9]. Полученное указывает на то, что увеличение давления в зоне контакта активизирует механизмы структурообразования, обуславливающие снижение механических потерь при трении.

Выводы. Рассмотренные в работе подходы к аппроксимации полученных ранее экспериментальных данных эмпирическим уравнением, позволили определить вид регрессионной зависимости, устанавливающей связь между коэффициентом трения, параметрами трибологического состояния вторичных структур в трибосопряжениях «шейка-вкладыш» коленчатого вала и режимами

их взаємодії з пропонуємих матеріалами в умовах масляного голодання.

Полученное уравнение позволяет давать прогнозную оценку характера изменения коэффициента трения от параметров нагружения, свойственных эксплуатационным режимам работы кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания.

Список литературы

1. Кубіч В.І. Про вплив вмісту компонентів галієво-індієвого середовища на триботехнічні характеристики трибоз'єднання / В.І. Кубіч, Л.Й. Івченко // Проблеми тертя та зношування. -2009.-Вип. №52. - С.92-101
2. Кубич В.И. Износостойкость деталей трибосопряжения «шейка-вкладыш» с медьсодержащими покрытиями / В.И. Кубич, Л.И. Ивченко // Проблемы трибологии. - 2011. - №2. - С.103-110
3. Пат. № 49630 Україна, МПК (2009) C23C 30/00. Склад поверхнево-активної речовини для формування зносостійких покриттів / В.І. Кубіч, Л.Й. Івченко, заявник і патентовласник Запорізький національний технічний університет. -№ u200909788; заявл. 11.05.2010; опубл. 11.05.2010, Бюл. №9, 2010
4. Кубич В.И. О механических характеристиках приповерхностных слоев элементов трибосопряжения «шейка-покрытие-вкладыш» / В.И. Кубич, Л.И. Ивченко // Проблемы трибологии. - 2011. - №4 (60).- С.97-102
5. Кубич В.И. О топографии поверхностей элементов трибосопряжений / В.И. Кубич, Л.И. Ивченко // «IV Українсько-Польські Наукові Діалогі»: тези наукових праць між нар. наук. конф., 11-14 жовт. 2011 р.: - Хмельницький-Яремче: Хмельницький національний університет, 2011. - С.154-155.
6. Справочник по триботехнике: в 3-х т. Т.1 Теоретические основы /Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989. - 400 с.
7. Грушко И.М. Основы научных исследований / И.М. Грушко, В.М. Сиденко - 3-е изд., перераб. и доп. - Харьков:Вища школа, 1983. - 224 с.
8. <http://math.semestr.ru/kramer/kramer.php>: Решение СЛАУ методом Крамера
9. Кубич В.И. Определение параметров контактного взаимодействия подшипников скольжения коленчатого вала двигателей внутреннего сгорания./ В.И. Кубич, Л.И. Ивченко //Проблемы трибологии. - 2010.- Вып. №2(56). - С.11-17

3 ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ НАКЛАДОК ТОРМОЗНОГО МЕХАНИЗМА В УСЛОВИЯХ ЦИКЛИЧЕСКОГО ТОРМОЖЕНИЯ [3]

Кубич В.И.

Вступление. Пары трения тормозных механизмов автомобилей работают при температурах, которые превышают допустимую температуру для материалов фрикционных накладок. При этом имеет место быть термостабилизационное состояние, при котором практически отсутствует теплоотдача от поверхностей трения, т.е. теплообмен как бы замирает. Установлено, что эффективность работы таких пар трения определяется интенсивностью теплоотвода от контактирующих поверхностей [1,2]. Избыток тепловой энергии в тонких приповерхностных слоях фрикционных материалов, например, рабочей поверхности тормозной накладки, вызывает ее поверхностные разрушения, приводящие к уменьшению сопротивления сдвигу. Протекающие при этом процессы обуславливают снижение тормозного момента, нестабильность по времени его значений, например в режиме прерывистого торможения, которое можно рассматривать как циклическое.

Изменения во фрикционности контакта элементов трибосопряжения «барабан-колодка» обусловлены действием сил трения, возникающих на мгновенных контурных площадках контакта поверхностей, и нагружающих термомеханическим способом их поверхностные структуры. При этом контактное взаимодействие сопровождается элементарными актами разрушения поверхностных слоев их материалов, распределенными по времени эксплуатации тормозного механизма. Снижение термомеханической напряженности поверхностных слоев накладки тормозной колодки может быть обусловлено прерывистостью действия силы трения на пути фрикционного взаимодействия фрагмента поверхности тормозного барабана, например размером $R_{a1} \times R_{a1}$, с фрагментом поверхности накладки колодки, например размером $2R_{a2} \times 2R_{a2}$. Это проявится в случае, если на пути первого фрагмента не окажется второго, т.е. нарушено условие сплошности контакта, что обеспечивается, например наличием профильных канавок на поверхности колодки. В этом случае представляется возможным отвод мгновенного локального теплового потока, сформировавшегося в зоне трения фрагментов, в полость канавки. Таким образом, снижение термомеханической напряженности поверхности материала накладки обусловит уменьшение ее линейного износа

на пути трения. При таком подходе на трибологические процессы, протекающие в сопряжении «накладка-барабан», будут оказывать влияние:

- параметры конструкции тормозного механизма: длина накладки L ; радиус тормозного барабана $r_б$; постоянный коэффициент, учитывающий соотношения геометрических параметров тормозного механизма k_n , площадь поршня рабочего тормозного цилиндра S_n ;

- геометрические размеры профильной канавки, выполненной на поверхности тормозной колодки: угол наклона α ; ширина l ; количество канавок n ;

- параметры нагружения: давление p ; угловая скорость вращения барабана $\omega_{тб}$; момент, подведенный к тормозному барабану $M_{тб}$; время фрикционного контакта t ; количество циклов торможения N .

Результаты ранее проведенных исследований [3] показали следующее:

- наличие трех канавок на поверхности колодки шириной $l=3-6$ мм, с углом наклона $\alpha=30-60^\circ$ (рис.1, а) обуславливает снижение тепловой нагруженности фрикционного контакта элементов трибосопряжения «накладка - барабан»;

- линейный износ накладок с канавками отличается от износа накладок без канавок.

Испытания проводились на модернизированной лабораторной установке с натурным узлом барабанного тормозного механизма автомобиля ВАЗ 2108 (рис.1, б). При этом давление в тормозном приводе поддерживалось $p=0,4$ МПа, начальная скорость торможения в цикле составляла 43,36 км/ч, конечная скорость торможения 5 км/ч. Фрикционный контакт накладки с барабаном имел циклический характер: 50 циклов торможения с длительностью $t=10$ с, 25 циклов торможения с длительностью $t=20$ с, интервал между циклами 10 с.

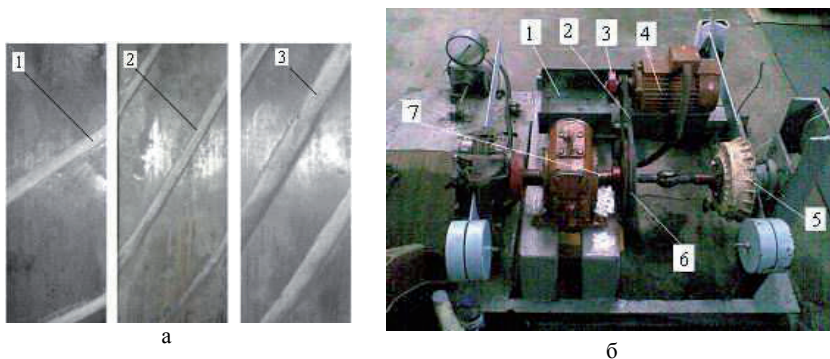


Рисунок 1. Оборудование для испытаний колодок: а - поверхность накладки с профилирующими канавками: 1 - канавка $\alpha=30^\circ$; $l=3$ мм; 2 - канавка $\alpha=60^\circ$; $l=3$ мм; 3 - канавка $\alpha=60^\circ$; $l=6$ мм; б - общий вид модернизированной лабораторной установки: 1 - кронштейн; 2 - ременная передача; 3 - ведущий шкив; 4 - электродвигатель; 5 - барабан тормозного механизма; 6 - ведомый шкив; 7 - муфта вала редуктора

Постановка проблемы. Однако вопросу аппроксимации полученных результатов эмпирическим уравнением, устанавливающего связь между износостойкостью накладки и параметрами, определяющими их тепломеханическую напряженность в условиях циклического нагружения внимание не уделялось.

Приведенное и вызывает необходимость в определении эмпирической формулы, позволяющей оценивать влияние установленных параметров на изменение износостойкости накладок с профилирующими канавками в трибосопряжении «накладка-барабан», что дополняет результаты ранее проведенных исследований и позволяет оценивать и прогнозировать его триботехническое состояние.

Методика исследований. Для оценки влияния геометрии профильных канавок накладок на их износостойкость в условиях ступенчатого торможения предлагается использовать подходы, предложенные в работе [4,5], в соответствии с которыми рассматриваемые параметры можно свести в обобщенные безразмерные комплекса Π_i . Рассматривая пространство независимых факторов, в качестве которых будут выступать ширина и угол наклона профильных канавок, входящих в разные комплексы, становится возможным составить уравнение регрессии в виде степенной функции. Степень влияния каждого из комплексов на износостойкость определится степенными

показателями (коэффициентами), численные значения которых определяются при решении системы линейных алгебраических уравнений. В этих уравнениях численные значения натуральных логарифмов износостойкости и безразмерных комплексов определяются соотношениями численных значений экспериментальных данных - параметров контактного взаимодействия элементов трибосопряжения «накладка-барабан». При этом количество неизвестных коэффициентов определит количество уравнений.

В общем виде зависимость износостойкости накладки от рассматриваемых параметров будет иметь вид:

$$H = \frac{L_m}{\Delta h} = f(p, \omega_{mб}, M_{mб}, t, N, \alpha, l, L, n, S_n, k_n), \quad (1)$$

где Δh - линейный износ поверхности колодки, м;

L_m - путь трения за время контактного взаимодействия, м;

а в виде степенной функции:

$$H = B \prod_{i=1}^n \Pi_i^{\beta_i} \quad (2)$$

Исходя из количества параметров определяющих условия фрикционного взаимодействия и уровней варьирования независимыми факторами (на данном этапе исследований) - геометрическими параметрами профильных канавок, предлагается составить два безразмерных комплекса. Численные значения каждого из них будут определяться верхними и нижними уровнями геометрических параметров в соответствии с матрицей планирования многофакторного эксперимента при безусловном совместном их влиянии. Такой подход позволит для определения численных значений показателей степени $\beta_j = b_i$ составить четыре алгебраических уравнения - полинома первого порядка, вида:

$$y_j = b_0 + b_1 X_1 + b_2 X_2 + b_3 X_1 X_2 \quad (3)$$

В первом безразмерном обобщенном комплексе Π_1 предлагается учитывать геометрические параметры конструкции барабанного тормозного механизма и параметры нагружения фрикционного контакта элементов трибосопряжения «барабан-колодка», и представить отношением мощности механических потерь во фрикционном контакте к мощности, подведенной к тормозному барабану:

$$\Pi_1 = \frac{N_{F_{mp}}}{N_{mp}} = \frac{A_{F_{mp}}}{t M_{mб} \omega_{mб}}, \quad (4)$$

где $A_{F_{mp}}$ - работа сил трения во фрикционном контакте, Дж;

t - время фрикционного контакта, с;

$M_{mб}$ - момент, подведенный к тормозному барабану, Нм;

$\omega_{mб}$ - угловая скорость вращения тормозного барабана, рад/с

Исходя из того, что работа тормозного механизма рассматривается в условиях прерывистого торможения, т.е. носит циклический характер, то работа сил трения в нем с учетом длины пути трения и количества циклов фрикционного контакта N определится в соответствии с выражением [6]:

$$A_{F_{mp}} = F_{mp} L_{mp} = \frac{p S_n \mu h (L - nl) N}{k_0 a - \mu r_0} = p S_n k_n (L - nl) N, \quad (5)$$

где p - давление жидкости в гидроприводе рабочего цилиндра тормозного механизма, МПа;

S_n - площадь поршня рабочего тормозного цилиндра, м²;

L - длина участка фрикционного контакта накладки колодки, $L=0,195$ м;

l - ширина канавки, $l = (3-6)10^{-3}$ м;

μ - коэффициент трения;

r_0 - радиус тормозного барабана, $r_0=0,1$ м;

h - расстояние от оси нижней опоры колодки до точки приложения разжимного усилия, $h = 0,151$ м;

a - расстояние от точки приложения приводной силы колодки до оси ее нижней опоры, $a = 0,075$ м;

k_0 - коэффициент учета действия результирующей силы трения, $k_0=0,91$ при угле охвата $\beta_0=105^\circ$ [6]

k_n - постоянный коэффициент, учитывающий соотношения геометрических параметров тормозного механизма, $k_n=2,14$

С учетом выражения (5) выражение (4) при $\mu \approx 0,4$ примет следующий вид:

$$P_1 = \frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{mб} \omega_{mб}} \quad (6)$$

Комплекс P_1 показывает, какая часть мощности, подведенной к тормозному барабану, поглощается работой сил трения, нагружающей тепловыми потоками поверхностные слои материалов барабана и накладки на прерывистом пути трения их термомеханически напряженных фрагментов за N циклов нагружения и времени контакта t .

При составлении второго комплекса учитывалось следующее. При остановленном разогретом тормозном барабане и разрыве контакта накладки с барабаном, температура наружной поверхности последнего в течении 5-7 с росла со средней скоростью 1,5 °/с, что свидетельствовало о направлении движения теплового потока от накладки в тело барабана. Исходя из этого во втором комплексе Π_2 предлагается учитывать возможную направленность движение тепловых потоков в пространстве канавки колодки, т.е. угол ее наклона α к торцевой части колодки отнесенный к углу охвата φ поля размещения профильных канавок на поверхности накладки. Второй комплекс представляет относительный угол завихрения тепловых потоков при отходе колодки. По условиям эксперимента $\varphi \approx 100^\circ$.

$$\Pi_2 = \frac{\alpha}{\varphi} \quad (7)$$

Поскольку износостойкость, согласно выражения (2), должна определяться и для накладок без выполнения на ее поверхности профильных канавок, т.е. при $\alpha=0$, то для значимости комплекса Π_2 , с учетом последующих математических преобразований необходимо его представить в виде:

$$\Pi_2 = \pi - \frac{\alpha}{\varphi} \quad (8)$$

При этом отсутствие угла наклона обусловит $\alpha=0^\circ$.

Тогда выражение (2) примет следующий вид:

$$H = B \left(\frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{m\sigma} \omega_{m\sigma}} \right)^{\beta_1} \left(\pi - \frac{\alpha}{\varphi} \right)^{\beta_2} \left(\frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{m\sigma} \omega_{m\sigma}} + \pi - \frac{\alpha}{\varphi} \right)^{\beta_3} \quad (9)$$

Для составления системы из уравнений (3) необходимо учитывать, что их вид будет получен с учетом логарифмирования левой и правой частей выражения (9). Тогда для выражения (3) известные значения определяются следующим образом:

$$y = \ln H; \quad b_0 = \ln B; \quad X_1 = \ln \frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{m\sigma} \omega_{m\sigma}}; \quad X_2 = \ln \left(\pi - \frac{\alpha}{\varphi} \right);$$

$$X_1 X_2 = \ln(X_1 + X_2) \quad (10)$$

Результаты исследований и обсуждение. В соответствии с экспериментальными данными для составления двух систем уравнений: первая - для активной колодки; вторая - для пассивной, численные значения уровней параметров сведены в табл.1.

Таблица 1. Матрица значений параметров

1-е уравнение	2-е уравнение	3-е уравнение	4-е уравнение
$l_{min}=3$ мм	$l_{max}=6$ мм	$l_{min}=3$ мм	$l_{max}=6$ мм
$\alpha_{max}=60^\circ$	$\alpha_{min}=30^\circ$	$\alpha_{min}=30^\circ$	$\alpha_{max}=60^\circ$
$N=50$	$N=50$	$N=25$	$N=25$
$t=10$ с	$t=10$ с	$t=20$ с	$t=20$ с
$\Delta h_{a1}=10$ мкм	$\Delta h_{a2}=13,3$ мкм	$\Delta h_{a3}=11,7$ мкм	$\Delta h_{a4}=11,25$ мкм
$\Delta h_{п1}=6,25$ мкм	$\Delta h_{п2}=7,5$ мкм	$\Delta h_{п3}=11,0$ мкм	$\Delta h_{п4}=6,35$ мкм
$p=0,4$ МПа; $M_{m6}\omega_{m6}=1,1$ кВт; $S_n=1,256 \cdot 10^{-3}$ м ² ; $L=0,195$ м; $n=3$; $L_m=214$ м; $\varphi=100^\circ$			

С учетом данных приведенных в табл.1 и выражений (3,10) получены две системы уравнений.

Для активной колодки:

$$\begin{cases} 18,87 = b_0 - b_1 0,095 + b_2 0,93 + b_3 1,235 \\ 16,59 = b_0 - b_1 0,145 + b_2 1,04 + b_3 1,308 \\ 16,72 = b_0 - b_1 1,482 + b_2 1,04 + b_3 1,121 \\ 16,76 = b_0 - b_1 1,531 + b_2 0,93 + b_3 1,013 \end{cases} \quad (11)$$

Для пассивной колодки:

$$\begin{cases} 17,34 = b_0 - b_1 0,095 + b_2 0,93 + b_3 1,235 \\ 17,17 = b_0 - b_1 0,145 + b_2 1,04 + b_3 1,308 \\ 16,78 = b_0 - b_1 1,482 + b_2 1,04 + b_3 1,121 \\ 17,33 = b_0 - b_1 1,531 + b_2 0,93 + b_3 1,013 \end{cases} \quad (12)$$

Решив полученные две системы алгебраических уравнений (11,12) методом Крамера [7], получены значения коэффициентов $b_0 - b_3$:

- для системы уравнений (11) $b_0=12,47$; $b_1=-1,76$; $b_2=-11,24$; $b_3=11,9$;

- для системы уравнений (12) $b_0=29,83$; $b_1=3,02$; $b_2=12,76$; $b_3=-19,49$

Тогда линейные полиномы для износостойкости колодок в логарифмических единицах в соответствии с выражением (3) примут следующий вид:

- для активных колодок

$$y_a = 12,47 - 1,76x_1 - 11,24x_2 + 11,9x_1x_2, \quad (13)$$

- для пассивных колодок

$$y_n = 29,83 + 3,02x_1 + 12,76x_2 - 19,49x_1x_2 \quad (14)$$

В результате преобразования уравнения (13,14) получена регрессионная зависимость износостойкости колодки с профильными канавками от установленных параметров:

- для активной колодки:

$$H_a = e^{12,47} \left(\frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{mб} \omega_{mб}} \right)^{-1,76} \left(\pi - \frac{\alpha}{\varphi} \right)^{-1,24} \left(\frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{mб} \omega_{mб}} + \pi - \frac{\alpha}{\varphi} \right)^{11,9} \quad (15)$$

$$H_n = e^{29,83} \left(\frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{mб} \omega_{mб}} \right)^{3,02} \left(\pi - \frac{\alpha}{\varphi} \right)^{12,76} \left(\frac{2,14 p S_n N (L - nl)}{t M_{mб} \omega_{mб}} + \pi - \frac{\alpha}{\varphi} \right)^{-19,49} \quad (16)$$

где $e=2,718...$ - основание натурального логарифма.

Полученные регрессионные зависимости являются математическим описанием изменения износостойкости колодки от влияния установленных параметров - ширина и угол наклона профильных канавок на ее поверхности. Однако универсальным свойством (на данном этапе исследований) зависимости не обладают, поскольку параметры нагружения были фиксированными, и их уровни варьирования не рассматривались. Указанные ограничения могут рассматриваться как направление дальнейших исследований, в соответствии с которыми полученные выражения (15,16) могут быть уточнены.

Выражения (15,16) могут быть использованы для прогнозирования характера изменения и оценки износостойкости накладок в зависимости от изменения значений ширины и угла наклона профильных канавок на их поверхности при рассмотренных режимах нагружения. В качестве примера приведены пространственные диаграммы износостойкости в зависимости от изменения значений рассматриваемых параметров, полученных с помощью выражений (15,16) (рис. 2).

Анализ приведенных диаграмм свидетельствует о следующем:

- угол наклона профильных канавок оказывает одинаковое влияние на износостойкость накладок активной и пассивной колодок, и достигает максимального значения при $\alpha=75-85^\circ$;
- ширина канавки оказывает различное влияние на износостойкость накладок, и достигает максимального значения: для активной колодки при $l=1-3$ мм, для пассивной при $l=6-8$ мм;
- с уменьшением времени и количества циклов торможения износостойкость активной накладки максимальна при $l=6-8$ мм, для пассивной при $l=1-3$ мм;

- интенсивность роста износостойкости накладок активной и пассивной колодки определяется в большей степени значением α , чем l ;

- на данном этапе исследований рекомендуемые геометрические параметры канавок для обеспечения одинаковой износостойкости накладок $H=(2,2-2,3) \cdot 10^7$, например, при $N=5$, $t=5$, с составляют:

- для активной колодки $\alpha=75-85^\circ$; $l=4-6$ мм;

- для пассивной колодки $\alpha=50-60^\circ$; $l=4-6$ мм.

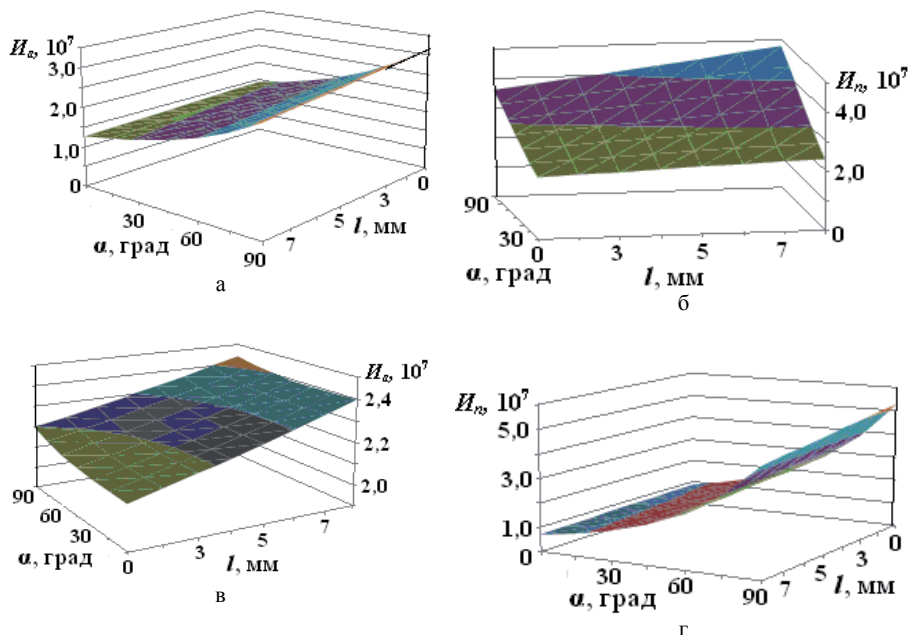


Рисунок 2. Пространственные диаграммы износостойкости накладок с профильными канавками: а (б) - активная (пассивная) колодка при $N=50$; $p=0,4$ МПа; $t=10$ с; в(г) - активная (пассивная) колодка при $N=5$; $p=0,4$ МПа; $t=5$ с

Выводы. Рассмотренные в работе подходы к аппроксимации полученных ранее экспериментальных данных эмпирическим уравнением, позволили определить вид регрессионной зависимости, устанавливающей связь между износостойкостью и параметрами, характеризующими триботехническое состояние фрикционного контакта накладки с барабаном в условиях циклического торможения.

Определены геометрические размеры профильных канавок, при которых значения износостойкости накладок активных и пассивных колодок в рассматриваемых условиях оптимальны и максимальны.

Список литературы

1. Браун Э.Д. Моделирование трения и изнашивания в машинах / Э.Д. Браун, Ю.А. Евдокимов, А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 1982. - 191 с.
2. Вольченко Д.О. Наукові основи керування зносо-фрикційними властивостями металополимерних пар тертя гальм для запобігання термостабілізаційного явища: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня док. техн. наук : спец. 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах»/ Д.О. Вольченко. - Львів, 2012. - 20 с.
3. Кубич В.И. Фрикционный контакт элементов барабанного тормозного механизма с профильными канавками накладок / В.И. Кубич, Р.А. Чумак // Актуальні проблеми інженерної механіки. II між народ. наук.-техн. конф., 22.10-24.10.2012: матеріали., Миколаїв, НУК. - С. 78-79
4. Кубич В.И. Коэффициент трения трибосопряжения «шейка-покрытие-вкладыш» в условиях пленочного голодания/ В.И.Кубич // Проблемы техники №1, 2013, С.45-52
5. Кубич В.И. Математическое описание изнашивания элементов трибосопряжения «шейка-покрытие-вкладыш» / В.И.Кубич, Л.И. Ивченко, А.О. Щаднев // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського №3(68).- 20011.- С.62-66
6. Оsepчугов В.В. Автомобиль: Анализ конструкции, элементы расчета / В.В. Оsepчугов, А.К. Фрумкин. - М.: Машиностроение, 1989. - 304 с.
7. Решение СЛАУ методом Крамера [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://math.semestr.ru/kramer/kramer.php>:

4 ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ УПРОЧНЕННОЙ ФАСКИ КЛАПАНА И ПАРАМЕТРЫ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЯ «ФАСКА КЛАПАНА - СЕДЛО» [4]

Поддубный И.Н., Кубич В.И.

Постановка проблемы. Экспериментальная оценка контактного взаимодействия элементов трибосопряжений позволяет определять не только их триботехнические характеристики, но и установить функциональную взаимосвязь между ними и параметрами исследуемого процесса. При этом совместный учет влияния изменения физико-механических и геометрических характеристик изнашиваемых поверхностей и параметров, определяющих условия трения, позволяет прогнозировать трибологическое состояние узла трения в целом. Особенно значимо математическое выражение, в котором учитывается характер сложного динамического нагружения рабочих поверхностей, поскольку построенные с его помощью пространственные диаграммы будут более полно отображать картину изменения изучаемой характеристики, например износостойкости. Износостойкость сопряжения и его деталей (материалов) является комплексным и наиболее универсальным показателем его триботехнического качества [1]. Особенно это важно, если речь идет о разработках новых технологий поверхностного упрочнения деталей механизмов и систем двигателя внутреннего сгорания (ДВС), определяющих его надежность в целом [2].

Трибосопряжение «фаска клапана - седло» газораспределительного механизма ДВС является одним из узлов трения, обуславливающим характер протекания термодинамических процессов в цилиндре, определяющим значения мощностных, экономических показатели его работы и ресурса в целом. В процессе работы клапанной группы отдельно выделенный микрогеометрический фрагмент профиля фаски клапана совершает сложное нагруженное перемещение по поверхности неподвижного седла, а именно удар с проскальзыванием, происходящем от вибрации в механизме газораспределения ДВС. Описанный процесс сопровождается изнашиванием материалов на пути трения с учетом коррозионной и эрозионной составляющей процесса. В этом трибосопряжении путь трения определяется с учетом

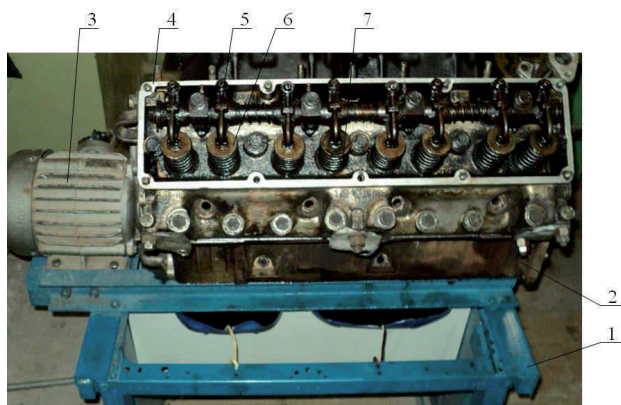
вертикального перемещения контакта по спирали при закрытии клапана и его горизонтального вращения по окружности при открытии за счет работы механизма принудительного вращения за n - е количество циклов за время работы. В качестве цикла можно считать время одного проворота клапана вокруг своей оси [3].

В ранее проведенных исследованиях [4,5] установлено, что применение разработанной упрочняющей технологии модифицирования поверхности фаски клапана лучом лазера позволяет увеличить ее износостойкость на 40 - 50%. При этом испытания проводились с целью оптимизации следующих режимов: плотность мощность лазерного излучения, длительность импульса и коэффициент зон перекрытия. Последующие же контрольные испытания образцов - клапанов, с фасками, обработанными по заявленной технологии [6] проводились в лабораторных условиях на установке (рис. 1) [7] при параметрах нагружения, соответствующих эксплуатационным режимам работы двигателя ЗИЛ-508 (табл.1,2):

- линейная скорость перемещения клапана $V = 0,6 - 0,8$ м/с;
- угловая скорость вращения клапана (при действии механизма проворота) $\omega = 0,15 - 0,12$ рад/с;
- давление в зоне трения $p = 113$ МПа;
- время испытаний $t_1 - t_6$.

В результате анализа поверхностного слоя фаски испытанных натуральных образцов – клапанов определены их механо-геометрические характеристики - параметр шероховатости R_a , микротвердость H_μ , после каждого из временных периодов (табл.1,2). Начальная шероховатость упрочненной фаски клапана составляла $R_{a1} = 0,63$, не упрочненной - $R_{a2} = 0,345$.

В результате обработки данных по параметрам нагружения, геометрических размеров клапанов, контрольного взвешивания после каждого временного показателя испытаний, определены расчетным путем линейные износы фасок Δh , что позволило рассчитать интенсивности изнашивания и их износостойкость $II_{1,2}$ (табл.1,2).



1 - основание; 2 - блок цилиндров; 3 - электродвигатель привода; 4 - корпус головки блока цилиндров; 5 - коромысло; 6 - тарелка клапана; 7 - пружина клапана
Рисунок 1. Установка для проведения испытаний натурных образцов – клапанов

Таблица 1. Параметры контактного взаимодействия трибосопряжения с упрочненной фаской

Наименование параметра	Номер опыта					
	1*	2	3*	4*	5	6*
I_1	1542	5002	56818	32373	39170	40144
Δh , мкм	3,6	2,84	1,0	3,95	3,99	4,6
p , МПа	113	113	113	113	113	113
H_{μ} , ГПа	7,34	7,34	7,1	6,94	6,6	6,48
V , м/с	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8
ω , рад/с	0,12	0,12	0,15	0,15	0,15	0,15
t , с (час)	43200 (12)	108000 (30)	432000 (120)	972000 (270)	1188000 (330)	1404000 (390)
R_a , мкм	0,62	0,617	0,591	0,57	0,55	0,52

Примечание: * - значения, используемые для расчетов

Однако, до настоящего времени определению пути трения в трибосопряжении «фаска клапана - седло» с учетом приведенных перемещений внимание не уделялось. За основу пути трения, как правило, принималась длина окружности, посередине высоты фаски, умноженная на время испытаний с учетом времени проворота клапана вокруг своей оси. Расчет реального пути трения представляется достаточно сложным. Это приводит к необходимости разработке подходов к возможному учету величины пути трения, приближенной к реальной, при определении износостойкости и установлении ее функциональной зависимости от параметров контактного взаимодействия

как всего трибосопряжения, так и отдельных его элементов, что является ключевым звеном в объективности оценки результатов изучаемого процесса.

Таблица 2. Параметры контактного взаимодействия трибосопряжения с не упрочненной фаской

Наименование параметра	Номер опыта					
	1*	2	3*	4*	5	6*
И ₂	1762	5092	22552	32373	3,86	38714
Δh , мкм	3,15	2,79	2,52	3,95	4,05	4,77
p , МПа	113	113	113	113	113	113
$H_{ц}$, ГПа	5,57	5,34	5,21	5,02	4,92	4,84
V , м/с	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
ω , рад/с	0,12	0,12	0,15	0,15	0,15	0,15
t , с (час)	43200 (12)	108000 (30)	432000 (120)	972000 (270)	1188000 (330)	1404000 (390)
R_a , мкм	0,32	0,3111	0,3105	0,3038	0,3040	0,299

Примечание: * - значения, используемые для расчетов

Цель работы - разработка математического описания износостойкости упрочненной поверхности фаски клапана (на данном этапе исследований) от задаваемых и определяемых параметров контактного взаимодействия с учетом ее изнашивания на интегрированном двумя перемещениями пути трения.

Методика проведения исследований. Для оценки изменения износостойкости фаски клапана использованы подходы, предложенные в работе [8], в соответствии с которыми рассматриваемые параметры контактного взаимодействия можно свести в четыре обобщенных безразмерных комплекса $П_1$ – $П_4$ и использовать их для определения вида уравнения регрессии. Степень влияния каждого из них на износостойкость определится степенными показателями (коэффициентами), численные значения которых определятся при решении системы линейных алгебраических уравнений. В этих уравнениях численные значения натуральных логарифмов износостойкости и безразмерных комплексов определяться соотношениями численных значений экспериментальных данных – параметров контактного взаимодействия. При этом количество неизвестных коэффициентов определит количество уравнений.

В общем виде зависимость износостойкости фаски клапана от рассматриваемых параметров будет иметь вид:

$$H = \frac{L_{\Sigma}}{\Delta h_{\Sigma}} = f(p, L_v, L_{\omega}, V, \omega, H_{\mu}, t, R_{a1}, R_{a2}), \quad (1)$$

где $h_{\Sigma} = h_{\omega} + h_v$ - суммарный линейный износ фаски клапана при линейном и угловом ее перемещении в контакте с поверхностью седла, мкм;

L_{Σ} - путь трения за время испытания, м;

L_v - путь трения за один цикл работы клапана при его линейном перемещении, мкм;

L_{ω} - путь трения за один цикл работы клапана при его вращении, мкм;

С учетом предложенного подхода выражение (1) примет вид:

$$H = B \left(\frac{k_v V t}{L_v} \right)^{\beta_1} \left(\frac{k_{\omega} \omega t}{L_{\omega}} \right)^{\beta_2} \left(\frac{H_{\mu}}{p} \right)^{\beta_3} \left(\frac{R_{a1}}{R_{a2}} \right)^{\beta_4}, \quad (2)$$

где k_v - коэффициент, учитывающий долю линейного износа при линейном перемещении клапана;

k_{ω} - коэффициент, учитывающий долю линейного износа при вращении клапана.

Составленные безразмерные комплексы выражают следующее:

$$II_1 = \frac{k_v V t}{L_v} - \text{скорость линейного нагружения фрикционного контакта фаски}$$

с седлом в цикле за время t ;

$$II_2 = \frac{k_{\omega} \omega t}{L_{\omega}} - \text{скорость углового нагружения фрикционного контакта фаски}$$

с седлом в цикле за время t ;

$$I_3 = \frac{H_{\mu}}{p_{\delta}}$$

- относительная микротвердость упрочненного поверхностного слоя фаски;

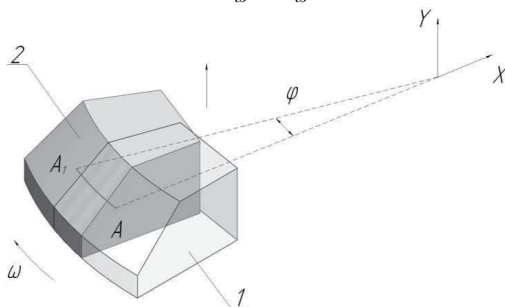
$$I_4 = \frac{R_{a1}}{R_{a2}} - \text{относительное изменение параметра шероховатости } R_a$$

поверхности фаски за время испытаний (R_{a1} - значение до испытания; R_{a2} - после испытания).

В выражении (2) в первом и втором комплексах введены коэффициенты k_v и k_{ω} , которые, на наш взгляд, будут определять долевую составляющую линейного износа поверхности фаски при ее контактном взаимодействии с поверхностью седла за время испытаний. Численные значения коэффициентов определяются исходя из того, в каком соотношении находятся численные

значения перемещений в вертикальной и горизонтальной плоскостях за один оборот клапан (3) (рис.2).

$$\frac{k_v}{k_\omega} = \frac{L_v}{L_\omega} \quad (3)$$



1 - положение фаски в момент соударения с седлом; 2 - положение фаски в момент скольжения по седлу; $AA_1 = l$ - линейное перемещение точки A во время проскальзывания фаски по седлу

Рисунок 2. Схема перемещений фаски в трибосопряжении «фаска клапана - седло»

При проведении эксперимента установлено:

- фаска клапана в момент взаимодействия с седлом (закрытие клапана) смещается в горизонтальной плоскости на 4° ;
- точка на поверхности фаски клапана совершает перемещение по дуге равной 1,62 мм;
- за время одного проворота клапана он совершает 462 вертикальных перемещений.

Тогда путь трения при возвратно-поступательном движении клапана и его вращении определится в соответствии с выражениями (4-6):

$$L_v = l n_{отк.} t_{об.кл.}, \quad (4)$$

где l - путь, пройденный фаской клапана в момент взаимодействия с седлом во время закрытия клапана, мм; ($l = 1,62$ мм);

$n_{отк.}$ - частота открытия клапана (разрыва контактного взаимодействия) за 1 с; ($n_{отк.} = 11$ рад/с);

$t_{об.кл.}$ - время, за которое клапан совершает полный оборот, с; ($t_{об.кл.} = 42$ с).

$$L_\omega = 2\pi R - N_{отк.} l, \quad (5)$$

где $2\pi R$ - длина окружности средней линии фаски клапана, мм;

$N_{отк.}$ - число открытий клапана за 1 секунду ($N_{отк.} = 11$).

$$L_\Sigma = L_v + L_\omega \quad (6)$$

После расчетов имеем следующие величины: $L_v = 0,7484$ м; $L_{\omega} = 0,128$ м; $L_{тр.\Sigma} = 0,8764$ м;

Таким образом, коэффициенты k_v и k_{ω} составляет 0,854 и 0,146 доли от общего износа фаски клапана соответственно.

В соответствии с полученными расчетами выражение (2) можно переписать в виде:

$$II = B \left(\frac{0,854 V t}{L_v} \right)^{\beta_1} \left(\frac{0,146 \omega t}{L_{\omega}} \right)^{\beta_2} \left(\frac{H_{\mu}}{p} \right)^{\beta_3} \left(\frac{R_{a1}}{R_{a2}} \right)^{\beta_4} \quad (7)$$

Выравнивание представленной зависимости (7) позволяет представить ее в виде линейного полинома:

$$y = b_0 + \sum_{k=1}^4 b_k X_k, \quad (8)$$

$$\text{где } y = \ln II; \quad b_0 = \ln b; \quad X_1 = \ln \left(\frac{0,854 k_v V t}{L_v} \right); \quad X_2 = \ln \left(\frac{0,146 k_{\omega} \omega t}{L_{\omega}} \right);$$

$$X_3 = \ln \left(\frac{H_{\mu}}{p} \right); \quad X_4 = \ln \left(\frac{R_{a1}}{R_{a2}} \right); \quad b_k = \beta_{k-4}$$

Результаты исследований и их обсуждение. В соответствии с экспериментальными данными (табл.1,2) рассчитаны численные значения X_1 - X_4 , составлена и решена система из пяти алгебраических уравнений для износостойкости упрочненной и не упрочненной фаски клапана. При этом выявилось, что коэффициент, определяемый значимость комплекса Π_4 близок к нулю. Исходя из чего, принято решение исключить данный комплекс (на данном этапе исследований), и представить системы из четырех уравнений. Каждое из уравнений определяло краевые значения износостойкости, и их значения внутри рассматриваемого диапазона времени испытаний.

Система уравнений для износостойкости упрочненной фаски имеет вид:

$$\begin{cases} 7,34 = b_0 + 10,29b_1 + 8,9b_2 + 4,17b_3 \\ 10,95 = b_0 + 12,88b_1 + 11,21b_2 + 4,14b_3 \\ 10,38 = b_0 + 13,69b_1 + 12,02b_2 + 4,12b_3 \\ 10,60 = b_0 + 14,06b_1 + 12,39b_2 + 4,05b_3 \end{cases} \quad (9)$$

Система уравнений для износостойкости не упрочненной фаски имеет вид:

$$\begin{cases} 7,47 = b_0 + 10,29b_1 + 8,9b_2 + 3,89b_3 \\ 10,02 = b_0 + 12,88b_1 + 11,21b_2 + 3,83b_3 \\ 10,38 = b_0 + 13,69b_1 + 12,02b_2 + 3,79b_3 \\ 10,56 = b_0 + 14,06b_1 + 12,39b_2 + 3,76b_3 \end{cases} \quad (10)$$

Решая полученную систему уравнений методом Крамера [9] определены значения коэффициентов:

- для (9) $b_0=21,2$; $b_1=19,46$; $b_2= - 20,36$; $b_3= -7,89$;

- для (10) $b_0=1,34$; $b_1=5,7$; $b_2= - 5,32$; $b_3= -1,33$.

Тогда линейные полиномы примут следующий вид:

$$y_1 = 21,2 + 19,46X_1 - 20,36X_2 - 7,89X_3 \quad (11)$$

$$y_2 = -1,34 + 5,7X_1 - 5,32X_2 - 1,33X_3 \quad (12)$$

В результате преобразования уравнения (11,12) получены регрессионные зависимости износостойкости упрочненной I_1 и не упрочненной I_2 поверхности фаски клапана от рассматриваемых параметров:

$$I_1 = e^{21,2} \left(\frac{0,854Vt}{L_v} \right)^{19,46} \left(\frac{0,146\omega t}{L_\omega} \right)^{-20,36} \left(\frac{H_\mu}{p} \right)^{-7,89} \quad (13)$$

$$I_2 = e^{1,34} \left(\frac{0,854Vt}{L_v} \right)^{5,7} \left(\frac{0,146\omega t}{L_\omega} \right)^{-5,32} \left(\frac{H_\mu}{p} \right)^{-1,33} \quad (14)$$

с учетом выражений (4,5)

$$I_1 = e^{21,2} \left(\frac{0,854Vt}{\ln_{отк} t_{об.кл.}} \right)^{19,46} \left(\frac{0,146\omega t}{2\pi R - N_{отк} l} \right)^{-20,36} \left(\frac{H_\mu}{p} \right)^{-7,89} \quad (15)$$

$$I_2 = e^{1,34} \left(\frac{0,854Vt}{\ln_{отк} t_{об.кл.}} \right)^{5,7} \left(\frac{0,146\omega t}{2\pi R - N_{отк} l} \right)^{-5,32} \left(\frac{H_\mu}{p} \right)^{-1,33} \quad (16)$$

где $e=2,718...$ – основание натурального логарифма.

Анализ численных значений коэффициентов регрессионных зависимостей показывает, что основное влияние на износостойкость фаски клапана оказывают скорости нагружения ее контакта с седлом.

Полученные зависимости могут рассматриваться как математическое описание процесса изнашивания упрочненной и не упрочненной фаски клапана

по времени испытания и от выявленного характера изменения микротвердости ее приповерхностных слоев при параметрах, определяющих путь трения. Зависимости можно использовать для анализа и прогнозирования трибологического качества приповерхностных слоев фаски с учетом интенсивности изменения микротвердости по мере их изнашивания. Однако полученные выражения, на данном этапе исследований, не могут отображать характер поведения износостойкости при изменении давления в зоне контакта и скоростей нагружения, поскольку при проведении испытаний уровни варьирования этими факторами не изменялись. Приведенное ограничение является направлением дальнейших исследований, что позволит уточнить значения показателей степени составленных обобщенных комплексов.

В соответствии с выражениями (13,14) и данными табл.1,2, как вариант, построены пространственные диаграммы износостойкости упрочненной и не упрочненной фаски клапана по истечению 120 часов испытания (рис.3 а, б). Из диаграмм следует, что прогнозируемый характер изменения износостойкости не упрочненной и упрочненной фаски при различных микротвердостях их поверхностных слоев на протяжении времени испытаний имеет существенные отличия.

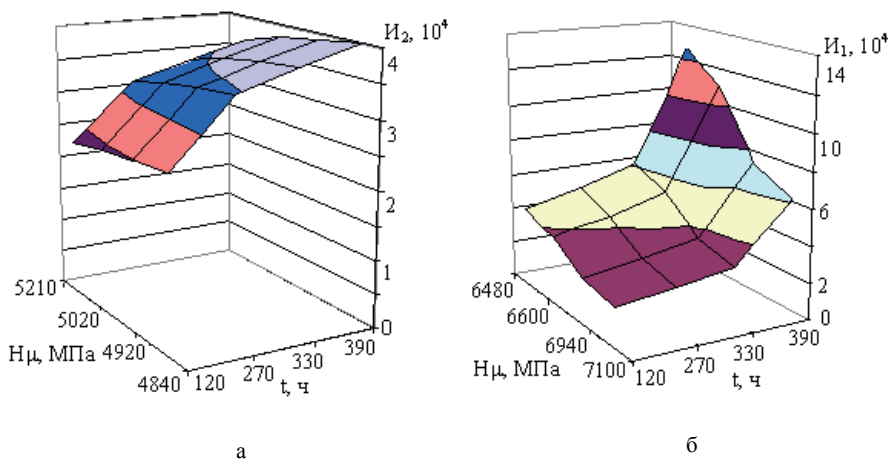


Рисунок 3. Пространственные диаграммы износостойкости фаски клапана при ее нагружении в трибосопряжении «фаска клапана - седло»: а - не упрочненная поверхность; б - упрочненная поверхность ($L_V = 0,7484$ м; $L_\omega = 0,128$ м)

Из приведенных результатов следует, что в поверхностных слоях упрочненной и не упрочненной фаски имеет место протекание структурных

превращений, которые обуславливают колебательное изменение сопротивляемости изнашиванию с уменьшением ее амплитуды по времени испытаний. Это свидетельствует о том, что в период прирабатываемости тончайшие приповерхностные слои фаски способны в большей степени и до определенного предела накапливать деформации, не приводящие к их разрушению. Причем первый предел износостойкости по времени испытаний наблюдается быстрее у не упрочненной фаски. В последующем же наблюдается усталостно-фрикционное разрушение структур, причем до определенного уровня, на котором внутри системы создаются условия для возможного последующего накопления деформаций, но с меньшим запасом прочности.

Выводы. Предложенные подходы при оценке параметров контактного взаимодействия трибосопряжения «фаска клапана - седло», экспериментальные данные результатов испытания упрочненной фаски позволили составить из них безразмерные обобщенные комплексы и аппроксимировать их влияние на ее износостойкость регрессионной зависимостью.

Список литературы

1. Справочник по триботехнике. В 3 т. Т.1. Теоретические основы / Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроения, 1989. – 400 с.
2. Двигуни внутрішнього згорання. Т.6. Надійність машин / Ф.І. Абрамчук та інші. - Київ: «Либідь», 2005. - 472 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн.2. Динамика и конструирование: [Учебник для вузов] / [В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.]; под ред. В.Н.Луканина и М.Г. Шатрова. [3-е изд. перераб.] - М.: Высш. шк., 2007. - 400с.
4. Чернета О.Г. Упрочнение рабочих поверхностей клапанов двигателей внутреннего сгорания / Чернета О.Г., Поддубный И.Н. // «Розвиток наукових досліджень 2007»: Матеріали третьої міжнар. наук.-практич. конф. – [м.Полтава, 26-28 листопада 2007 р.]. – 2007. -Т.6. - С.83 - 84.
5. Поддубный И.Н. Моделирование свойств материалов после лазерного модифицирования / Поддубный И.Н., Ивченко Л.И., Чернета О.Г. // Вестник двигателестроения. - 2012. - №1 -С.215 - 217.
6. Пат. 33735 Україна, МПК⁸ B23K 26/12. Спосіб модифікації поверхні деталі лазером / Лисенко О.Б., Чернета О.Г., Піддубний І.М. [та ін.]; заявник та

патентовласник Дніпродзержинський держ. техн. унів. - № 200802566; заявл. 28.02.08; опубл. 10.07.08, Бюл.№13.

7. Пат. 43294 Україна, МПК⁸ G23M 15/00. Пристрій для випробування клапанів двигунів внутрішнього згоряння / Піддубний І.М., Чернета О.Г., Коробочка О.М. [та ін.]; заявник та патентовласник Дніпродзержинський держ. техніч. універ. - № 200902605; заявл. 23.03.09; опубл. 10.08.09, Бюл.№15.

8. Кубич В.И. Математическое описание изнашивания элементов трибосопряжения «шейка-покрытие-вкладыш» / В.И.Кубич, Л.И. Ившенко, А.О. Щаднев // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського №3(68).- 20011.- С.62-66

9. <http://math.semestr.ru/kramer/kramer.php>: Решение СЛАУ методом Крамера онлайн.

5 МОДЕЛИРОВАНИЕ УДЕЛЬНОГО ВРЕМЕНИ ПОСТОЯНСТВА КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ В ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ [5]

Кубич В.И.

Вступление. Комплексное развитие трибологических, материаловедческих, технологических аспектов повышения параметрической надежности узлов трения, в трибосопряжениях которых возможны ухудшения условий смазывания, позволяют формировать новые подходы в создании, как новых объектов машиностроения, так и модернизации ранее созданных. Вместе с тем, вопросы оценки поведения градиентных смазочных образований на поверхностях материалов трибологических систем с разной степенью активности в условиях отсутствия подпитки их компонентами смазочной среды остаются открытыми. Установившийся характер сопротивления разрушениям вторичных смазочных образований во многом определяется несущей способностью, формирующейся из них сплошности, причем определенных геометрических размеров и зависит от ряда факторов, параметры которых в эксплуатационных условиях работы трибосопряжений по времени изменяются не линейно. Процессы, сопровождающие нагружение смазочных образований не всегда представляются упорядоченными, и в большей мере, особенно с момента перехода в активную фазу снижения сопротивления - хаотичными, поскольку управляющий параметр не всегда представляется определяемым. Наличие математических выражений, наиболее полно отображающих многофакторность влияния совокупности параметров, определяет возможность моделирования трибологических процессов при нарушении режимов смазки.

Так, для оценки функциональности смазочных слоев, сформированных на топографических поверхностях материалов модельных трибосопряжений, принудительно вводимых в условия взаимодействия, при которых проявляется «пленочное голодание» в работах [1-3] предложено рассматривать понятие «удельное время постоянства минимального коэффициента трения». В работе [2] определен вид уравнения регрессии, устанавливающего связь между удельным временем постоянства минимального коэффициента трения в трибосопряжении «подвижный диск - неподвижная колодка», и обобщенными комплексами, обуславливающими протекание переходных процессов в

контактных слоях материалов с различной трибологической активностью и агрегатным состоянием. При этом комплексы отображают тангенциальное воздействие зон контакта на смазочные слои, меру жесткости взаимодействия смазочных слоев между собой, что обусловлено упруго-пластическим деформированием фрагментов поверхностей материалов разной твердости и послойную податливость упорядоченных структур, образующихся из компонентов смазочного материала. Вид уравнения регрессии представляет собой:

$$\frac{t}{\mu_{\min}} = e^b \left(\frac{N}{S_{\pi_k} \cdot \eta \cdot n} \right)^{b_1} \left(\frac{E_k (HRB_p + HRB_k)}{(E_p + E_k) HRB_p} \right)^{b_2} \left(\frac{v_c \cdot \sigma}{N \cdot n} \right)^{b_3} \left(\frac{N}{S_{\pi_k} \cdot \eta \cdot n} + \frac{E_k (HRB_p + HRB_k)}{(E_p + E_k) HRB_p} \right)^{b_4} \left(\frac{N}{S_{\pi_k} \cdot \eta \cdot n} + \frac{v_c \cdot \sigma}{N \cdot n} \right)^{b_5} \left(\frac{E_k (HRB_p + HRB_k)}{(E_k + E_p) HRB_p} + \frac{v_c \cdot \sigma}{N \cdot n} \right)^{b_6} \quad (1)$$

где: $\mu_{\min}$ - минимальный коэффициент трения; t - время постоянства функциональности смазочных образований, с; N - нормальная нагрузка в зоне трения, Н; HRB - твердость материала образцов; E - модуль упругости материала образцов, ГПа; n - частота вращения диска, c^{-1} ; η_0 - динамическая вязкость масла, Па·с; S_{π_k} - площадь трения колодки, m^2 ; σ - коэффициент поверхностного натяжения масла, мН/м; v_c - скорость сближения поверхностей через смазочные слои, мкм/с.

Используя это уравнение, определив численные значения показателей комплексов, возможно выполнить моделирование характера сопротивления разрушениям вторичных смазочных образований в пределах уровней варьирования некоторыми параметрами, входящими в состав используемых комплексов.

Целью работы является получение поверхностей отклика удельного времени постоянства коэффициента трения для рассматриваемых модельных трибологических систем материалов, в пределах вариативного изменения выделенных единичных параметров. Это позволит, во-первых, определить значимость влияния каждого из представленных комплексов, во-вторых, дать прогнозную оценку численным значениям параметров для трибологической системы материалов, обуславливающих высокий уровень надежности смазочных образований.

Методы исследований. В выражении (1) неизвестными величинами являются показатели комплексов, и скорость сближения поверхностей через смазочные слои v_c .

Показатели комплексов b_0 - b_6 определяются решением S_7 ЛАУ - системы семи линейных алгебраических уравнений методом Гаусса. Для чего

используются рекомендации, приведенные в работе [2]. Расчет значений комплексных параметров в степенном виде выражения (1), определяющих выделенные границы удельного времени постоянства коэффициента трения, и их последующее логарифмирование, при составлении системы из семи алгебраических уравнений выполнялся с использованием данных работ [2,4,5] (табл.1,2,3).

Таблица 1. Сводные данные испытания модельных трибологических систем материалов [2]

№ п/п	Трибологическая система	Значения параметров триботехнических испытаний						
		$S_{трк},$ см ²	N=165 Н, n=30с ⁻¹ ,		N=250 Н, n=30с ⁻¹		N=350 Н, n=30с ⁻¹	
			μ_{min}	t, мин	μ_{min}	t, мин	μ_{min}	t, мин
1	45ХН2МФА - Л63	0,7	0,08	6,5	0,132	0,08	0,2	0,08
2	45ХН2МФА - ГС (С-1,21%; Cu-3,95)	1,3	0,06	1,0	0,11	0,08	0,1	0,08
3	45ХН2МФА - АСЧ-2	1,3	0,08	2,0	0,12	0,08	0,2	0,08
5	45ХН2МФА - ГС (С-1,95%; Cu-1,94)	1,3	0,06	6,5	0,03	0,08	0,15	0,08
6	45ХН2МФА - БрОЦС 4- 4-4	0,7	0,06	6,5	0,12	3	0,18	6

Таблица 2. Сводные данные характеристик материалов трибологических систем [4]

Характеристика	Наименование материала				
	45ХН2МФА	Л63	ГС (С-1,21%; Cu-3,95%)	АСЧ-2	БрОЦС 4-4-4
Твердость <i>HRB</i>	99	75	110	109	84
Модуль упругости материала образцов <i>E</i> , ГПа	207	116	200	115	72

Скорость сближения поверхностей через смазочные слои v_c определялась экспериментально в работе [1]. Однако методикой экспериментальных исследований не предполагалось приведение во вращение элементов модельных трибосопряжений. Исследования проводились в условиях взаимодействия поверхностей при плоскопараллельном контакте через выдавливающиеся смазочные слои. Такой подход для использования численных значений, на данном этапе рассмотрения вопросов статьи не приемлем, поскольку речь идет о моделировании взаимодействия элементов вращательной пары. В соответствии с теорией размерностей представляется возможным составить математическое выражение, которое бы увязывало

скорость сближения поверхностей при их взаимном скольжении, например, в таком виде:

$$v_c = \frac{Nv_n}{v\sigma} = 0,011 \frac{Nn^2r^2}{v\sigma} \quad (2)$$

где: v_n - линейная скорость движения поверхности, м/с; r - радиус цилиндрической образующей взаимодействия элементов трибосопряжения, м.

Тогда третий обобщенный комплекс в выражении (1), содержащий скорость сближения v_c , принимает вид, при котором мера силового воздействия на контакт сокращается и не учитывается, что по физическому смыслу самого составленного комплекса не приемлемо. Для учета силового параметра, влияющего на интенсивность послышной податливости смазочных образований, которая может сопровождаться разрывами элементарных межмолекулярных и внутримолекулярных связей среди углеводородных цепей применен такой прием. Нормальная нагрузка N и коэффициент поверхностного натяжения σ третьего комплекса возведены в квадрат, и в числитель дополнительно введен радиус цилиндрической образующей r . При этом ранее радиуса r не было, что не в полной мере отображало подвижную геометрию взаимодействия колодки с диском.

Таблица 3. Сводные данные характеристик смазочного материала [5]

Марка материала	Характеристика		
	Коэффициент поверхностного натяжения масла σ , мН/м	Динамическая вязкость масла η_0 , Па·с	Кинематическая вязкость масла ν , мм ² ·с ⁻¹
Моторное масло Lukoil-Super 15W40: при $T_1 = (88-96)^\circ\text{C}$	27,28	0,0065	7,8
при $T_1 = (79-83)^\circ\text{C}$	29,38	0,011	13
при $T_1 = (56-62)^\circ\text{C}$	34,21	0,0236	27,3

С учетом предложенного подхода третий комплекс примет следующий вид:

$$\frac{v_c\sigma}{Nn} = \frac{v_c\sigma^2r}{N^2n} = \frac{0,011r^3n\sigma}{N\nu} \quad (3)$$

Тогда выражение (1) в соответствии с произведенными преобразованиями примет вид, который и будет использован для составления системы алгебраических уравнений:

$$\frac{t}{\mu_{\min}} = e^{b_0} \left(\frac{N}{S_{\text{тпк}} \eta n} \right)^{b_1} \left(\frac{E_k (HRB_p + HRB_k)}{(E_p + E_k) HRB_p} \right)^{b_2} \left(\frac{0,011 r^3 n \sigma}{N \nu} \right)^{b_3} \left(\frac{N}{S_{\text{тпк}} \eta n} + \frac{E_k (HRB_p + HRB_k)}{(E_p + E_k) HRB_p} \right)^{b_4} \left(\frac{N}{S_{\text{тпк}} \eta n} + \frac{0,011 r^3 n \sigma}{N \nu} \right)^{b_5} \left(\frac{E_k (HRB_p + HRB_k)}{(E_k + E_p) HRB_p} + \frac{0,011 r^3 n \sigma}{N \nu} \right)^{b_6}$$

Результаты исследований и их обсуждение. В соответствии с данными, приведенными в табл.1-3 составлены семь математических выражений. После выполнения логарифмирования членов получена система линейных алгебраических уравнений вида:

$$\begin{aligned} 8,49 &= b_0 + b_1 5,297 - b_2 0,041 + b_3 4,18 + b_4 5,302 + b_5 5,58 + b_6 4,19 \\ 6,91 &= b_0 + b_1 5,441 - b_2 0,072 + b_3 4,77 + b_4 5,445 + b_5 5,85 + b_6 4,77 \\ 3,87 &= b_0 + b_1 6,719 - b_2 0,072 + b_3 4,45 + b_4 6,72 + b_5 6,82 + b_6 4,46 \\ 7,86 &= b_0 + b_1 5,43 - b_2 0,38 + b_3 3,43 + b_4 5,43 + b_5 5,56 + b_6 3,45 \\ 8,78 &= b_0 + b_1 4,678 + b_2 0,039 + b_3 4,18 + b_4 4,688 + b_5 5,15 + b_6 4,2 \\ 8,96 &= b_0 + b_1 5,297 - b_2 0,73 + b_3 4,18 + b_4 5,299 + b_5 5,58 + b_6 4,18 \\ 7,6 &= b_0 + b_1 6,049 - b_2 0,73 + b_3 3,43 + b_4 6,05 + b_5 6,12 + b_6 3,44 \end{aligned} \quad (4)$$

Решение системы уравнений (4) методом Гаусса позволило определить значения округленных коэффициентов регрессии для соответствующих комплексов:

$$b_0 = 31,72; b_1 = -675; b_2 = -0,834; b_3 = 196; b_4 = 689; b_5 = -17,42; b_6 = -196.$$

Как видно, наиболее выраженными комплексами являются первый и третий. Такой промежуточный результат позволяет упростить полученное уравнение регрессии, приведя его к виду:

$$\frac{t}{\mu_{\min}} = e^{b_0} \left(\frac{N}{S_{\text{тпк}} \eta n} \right)^{b_1} \left(\frac{0,011 r^3 n \sigma}{N \nu} \right)^{b_2} \left(\frac{N}{S_{\text{тпк}} \eta n} + \frac{0,011 r^3 n \sigma}{N \nu} \right)^{b_3} \quad (5)$$

Для определения коэффициентов регрессии b_0 - b_3 составлена система линейных алгебраических уравнений вида:

$$\begin{aligned} 8,49 &= b_0 + b_1 5,3 + b_2 4,18 + b_3 5,58 \\ 3,87 &= b_0 + b_1 6,72 + b_2 4,45 + b_3 6,82 \\ 8,78 &= b_0 + b_1 4,68 + b_2 4,18 + b_3 5,15 \\ 7,6 &= b_0 + b_1 6,05 + b_2 3,43 + b_3 6,12 \end{aligned} \quad (6)$$

Решение системы уравнений (6) методом Гаусса позволило определить значения округленных коэффициентов регрессии: $b_0 = 39,8$; $b_1 = 10,5$; $b_2 = 0,3$; $b_3 = -15,8$.

С учетом полученных значений коэффициентов выражение (5) примет вид:

$$\frac{t}{\mu_{\min}} = e^{39,8} \left(\frac{N}{S_{\text{тпк}} \eta m} \right)^{10,5} \left(\frac{0,011 r^3 n \sigma}{N \nu} \right)^{0,3} \left(\frac{N}{S_{\text{тпк}} \eta n} + \frac{0,011 r^3 n \sigma}{N \nu} \right)^{-15,8} \quad (7)$$

Поскольку второй комплекс из выражения (1) исключен, и меру жесткости взаимодействия смазочных слоев между собой не стоит исключать из внимания, то предложено выполнить следующее. В соответствии с данными табл.2 составлена система уравнений (9), решение которой дает возможность оценить характер влияния механических характеристик материалов на рассматриваемый критерий отдельно от параметров силового и скоростного нагружения. Такую оценку возможно выполнить в соответствии с выражением (8), рассчитав коэффициенты b_0 - b_3 :

$$\frac{t}{\mu_{\min}} = e^{b_0} \left(\frac{E_p}{E_k} \right)^{b_1} \left(\frac{HRB_p}{HRB_k} \right)^{b_2} \left(\frac{E_p}{E_k} + \frac{HRB_p}{HRB_k} \right)^{b_3} \quad (8)$$

$$8,49 = b_0 + b_1 1,056 + b_2 0,277 + b_3 1,43$$

$$3,87 = b_0 + b_1 0,034 - b_2 0,105 + b_3 0,66 \quad (9)$$

$$7,6 = b_0 + b_1 1,056 + b_2 0,164 + b_3 1,399$$

$$7,86 = b_0 + b_1 0,587 - b_2 0,096 + b_3 0,996$$

Решение системы уравнений (9) методом Гаусса позволило определить значения округленных коэффициентов регрессии: $b_0 = 81,6$; $b_1 = 76,7$; $b_2 = 39,5$; $b_3 = -115,4$.

С учетом полученных значений коэффициентов выражение (9) примет вид:

$$\frac{t}{\mu_{\min}} = e^{81,6} \left(\frac{E_p}{E_k} \right)^{76,7} \left(\frac{HRB_p}{HRB_k} \right)^{39,5} \left(\frac{E_p}{E_k} + \frac{HRB_p}{HRB_k} \right)^{-115,4} \quad (10)$$

В соответствии с выражениями (7, 10) построены поверхности отклика для удельного времени постоянства коэффициента трения в зависимости от варьирования параметрами экспериментальных исследований модельных трибосопряжений (рис.1, 2).

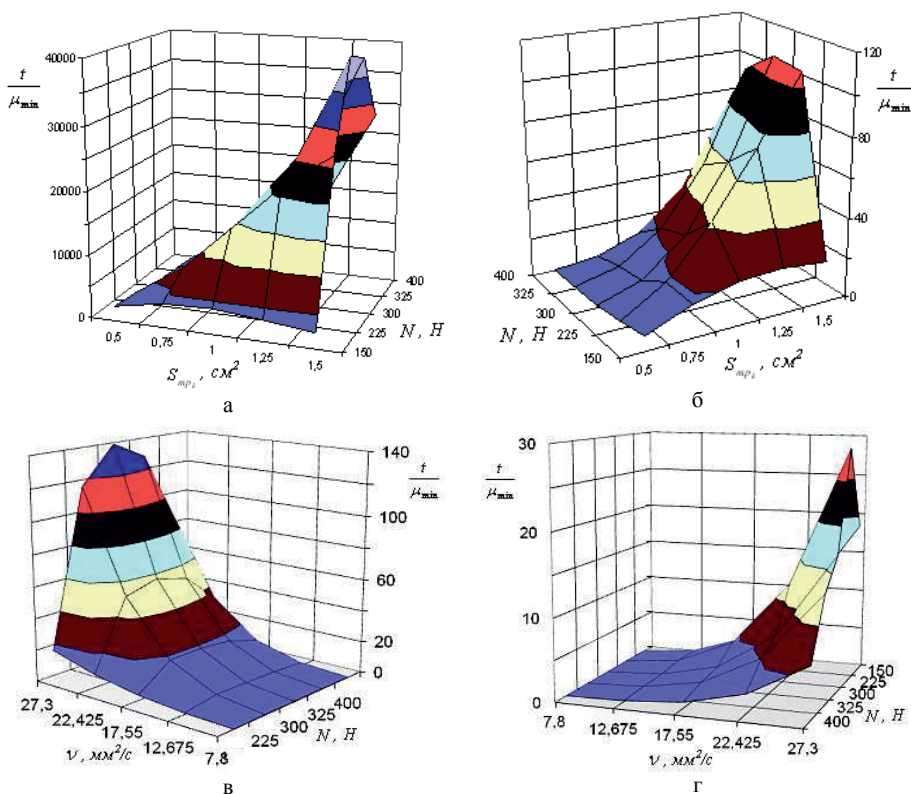


Рисунок 1. Поверхность отклика изменения удельного времени постоянства коэффициента трения: а, б - при температурах $T_{\text{ср}}=58^\circ\text{C}$; $T_{\text{ср}}=91^\circ\text{C}$: $\sigma=34,21\text{мН/м}$; $\eta_0=-,0236\text{Па}\cdot\text{с}$; $v=27,3\text{мм}^2\cdot\text{с}^{-1}$; в, г - при площадях контакта $S_{\text{тр,к}}=0,7\text{см}^2$, $S_{\text{тр,к}}=1,3\text{см}^2$ с изменением температуры от 58°C до 91°C .

Анализ графических зависимостей указывает на следующее. Имеет место нелинейность характер изменения обозначенного критерия при граничном трении. Поверхность представляется куполообразной незавершенной пирамидальной формы с максимальными значениями функции на каждом соответствующем уровне. В соответствии со значениями функции представляется возможным выделить диапазоны параметров факторов влияния и теоретически оценить функциональность смазочных образований при граничном трении. Поскольку второй комплексный параметр предложено рассмотреть отдельно, то его участие при моделировании состояния трибологической системы материалов можно выразить таким образом. По графическим зависимостям рис.1 определяется значение функции для

рассматриваемых параметров взаимодействия элементов трибосопряжения: нагрузка, характеристики смазочного материала; геометрия взаимодействия. Затем в соответствии с зависимостью рис.2 определяются значения соотношений механических характеристик материалов, которые в первом приближении могут обуславливать меру жесткости взаимодействия смазочных слоев между собой.

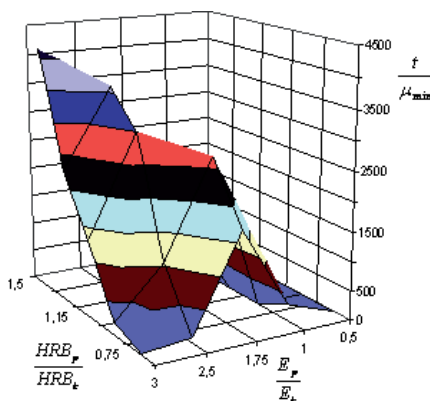


Рисунок 2. Поверхность отклика изменения удельного времени постоянства коэффициента трения в зависимости от соотношений твердостей и модуля упругости материалов.

Вывод. Рассмотренные в работе подходы позволили оценить значимость комплексных параметров состояния модельных трибологических систем материалов и получить поверхности отклика для удельного времени постоянства коэффициента трения в зависимости от варьирования параметрами экспериментальных исследований.

Список литературы

1. Кубич В.И. Безразмерный комплекс параметров оценки сближения поверхностей модельных трибосопряжений через смазочные слои /В.И. Кубич // «Наука. Технологии. Производство» С.Петербург. - 2015. - №3(7). - С.75-79. - <http://www.stp-union.com> [электронный ресурс].
2. Кубич В.И. Критерий оценки функциональности смазочных слоев в модельных трибологических системах /В.И. Кубич// Хаос и структуры в нелинейных системах. Теория и эксперимент: Материалы 9-ой Междунар. науч. конф., 90-летию академика Е.А. Букетова. - Караганда: Изд-во КарГУ, 2015. - С.86-89

3. Kubich V.I. Generalization of complex playback status lubricating layer in the model conjugation. Eurasian Physical Technical Journal, Karaganda, The Republic of Kazakhstan.- 2016, Vol.13, No.1(25), pp. 15-21

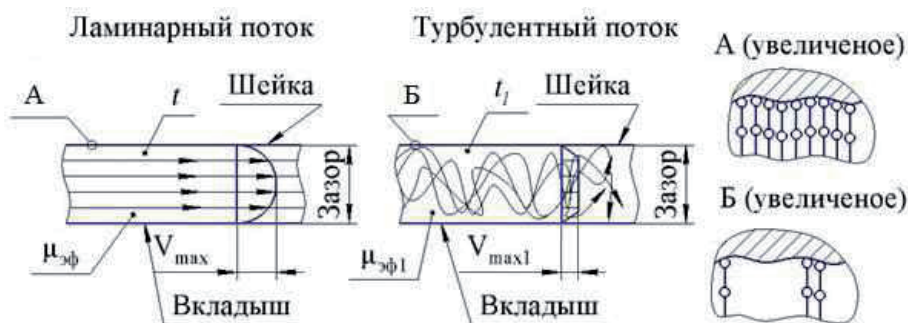
4. Кубіч В.І. Довготривалість граничного мащення в модельних трибологічних системах з експериментальними антифрикційними матеріалами / В.І. Кубіч В.І., В.В. Клімін // Проблеми тертя та зношування. - 2015. - №66 - С.54-63

5. Кубич В.И. Термодинамический аспект пленочного голодания в трибосопряжениях / В.И. Кубич, В.М. Юров // Проблеми тертя та зношування №70. - 2016.- С.58-66

6 УРАВНЕНИЕ РЕГРЕССИИ КРИТЕРИЯ РЕЙНОЛЬДСА ДЛЯ СОПРЯЖЕНИЙ СКОЛЬЖЕНИЯ ДВС [6]

Курлыков Д.А., Кубич В.И.

Из гидравлики известно, что ламинарное состояние потока моторного масла в трибосопряжениях скольжения, например, подшипников коленчатого вала, распределительного вала, вала турбокомпрессора ДВС, обуславливается равномерным течением его слоев и частиц без перемешивания [1]. Турбулентное состояние, в свою очередь, обусловлено хаотическим движением и перемешиванием составляющих потока масла - отдельные самостоятельные молекулы, агрегатированные молекулы, поверхностно-активные вещества, мицеллы, которые изменяют свое ориентирование и положение относительно друг друга, рис.1. [2]. При этом значимой триботехнической задачей является определение условий и режимов эксплуатационной работы, рассматриваемых сопряжений, при которых возможен переход из ламинарного состояния в турбулентное.



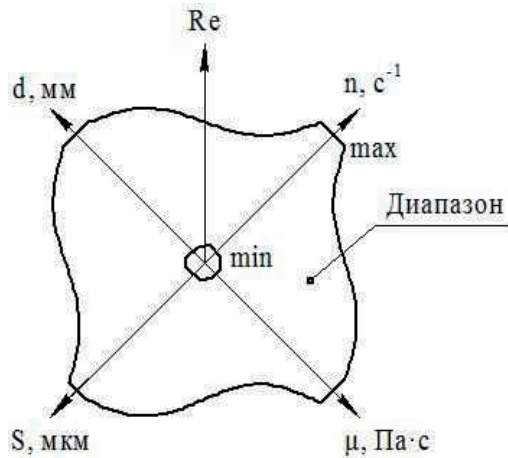
t, t_1 - температура, °C; $\mu_{эф}, \mu_{эф1}$ - динамическая вязкость; V_{max}, V_{max1} - величина вектора скорости, м/с; А - образование масляных пленок при ламинарном течении; Б - образование масляных пленок при турбулентном течении

Рисунок 1. Характеристика состояния потока моторного масла и образование масляных пленок

Теоретически установлено, что явление турбулизации оказывает негативное влияние на образование масляных пленок в трибосопряжениях двигателя, что в свою очередь влияет на повышение износа поверхностей узлов трения ввиду их работы в условиях недостаточного смазывания [2].

Проведенные математические расчеты показывают, что переход в турбулентное состояние потока моторного масла по условиям смены скоростных режимов, температурного состояния и геометрии контакта тел вращения возможен [2,3]. Однако ранее используемая методика оценки имеет один недостаток, который выражается в следующем. При изменении одного из параметров, необходимо каждый раз пересчитывать значения, после чего заново составлять систему уравнений и решать уравнения для получения коэффициентов регрессии. То есть, при расчетах для подшипников коленчатого вала, распределительного вала и вала турбокомпрессора необходимо составлять каждый раз типовые системы линейных алгебраических уравнений. При большом количестве выполняемых расчетов следует помнить, что вариант допущения ошибки повышается. Также расчеты, связанные с оценкой характера влияния одного из факторов на вероятность возникновения турбулизации потока моторного масла становятся весьма трудозатратными. При этом не следует забывать о следующем. Процессы смены состояния потока моторного масла возможны и в подшипниках скольжения ТНВД, компрессора. Для этих агрегатов двигателя оценить вероятность перехода представляется также значимым, поскольку изнашивание в них также имеет место быть [4,5].

Исходя из обозначенного, опираясь на методику оценки критерия Рейнольдса, будет рациональным получить выражение, которое позволит проводить оценку состояния потока моторного масла для всех узлов и агрегатов ДВС, в составе которых имеются подшипники скольжения. Для того, что бы учесть конструктивную вариативность узлов и агрегатов в алгоритм расчета необходимо заложить большой диапазон параметров для получения максимального эффекта и возможности проведения не только типовых расчетов, но и исследовательских, рис.2.



d - диаметр шейки или вала; S - величина зазора; n - частота вращения вала; μ - динамическая вязкость; Re - критерий Рейнольдса; min - минимальное значение параметра; max - максимальное значение параметра

Рисунок 2. Диапазон параметров

Анализ возможных границ геометрических, скоростных, вязкостно-температурных параметров для шеек коленчатых валов, шеек распределительных валов, шеек турбокомпрессоров, шеек ТНВД и шеек компрессоров позволил составить диапазон крайних их значений. Таковыми явились:

- диаметр вала (шейки), м: $d_{max}=0,005$; $d_{min}=0,2$;
- диаметральный зазор, мкм: $S_{max}=0,001$; $S_{min}=900$;
- частота вращения вала, c^{-1} : $n_{max}=0,067$; $n_{min}=16666,67$;
- динамическая вязкость, $Па \cdot c$: $\mu_{max}=0,989$; $\mu_{min}=0,0015$;

При этом анализировались параметры ряда двигателей: ЯМЗ - 236, 238; 536, 656, КамАЗ - 740, Д-240, 260; ВАЗ-2101, 2109, 2108, 21114, 21126, 21127; ЗиЛ-130; МеМЗ-245, 301, 307, 317, 968м; ЗМЗ-402,406; ЯАЗ-204, 206; Douts; Paimler Chrysler OM 906LA.

В соответствии с граничными значениями рассматриваемых параметров, используя методику оценки факторного пространства, составляется матрица вариативных состояний, табл.2.

Далее, на соответствующем уровне оценки (1-16, табл.2), например, при фиксированном диаметре вала, вычисляется значение критерия Рейнольдса для

каждого из вариативных значений остальных параметров, используя выражение (1) [1].

Таблица 2 - Матрица вариативных состояний уравнения

№	диаметр, d	частота вращения, n	зазор, S	динамическая вязкость, μ
1	+	+	+	+
2	+	-	-	-
3	+	+	-	-
4	+	-	+	-
5	+	-	-	+
6	+	+	+	-
7	+	-	+	+
8	+	+	-	+
9	-	-	-	-
10	-	+	+	+
11	-	-	+	+
12	-	-	+	-
13	-	-	-	+
14	-	+	-	+
15	-	+	+	-
16	-	+	-	-

$$Re = \frac{\pi \cdot d \cdot n \cdot \rho \cdot S}{2\mu_{\text{дн}}} \leq 41,3 \sqrt{\frac{d}{S}} \quad (1)$$

где : Re - критерий Рейнольдса; d - диаметр шейки или вала, м; n - частота вращения коленчатого вала двигателя, с^{-1} ; ρ - плотность моторного масла, кг/м^3 ; $\mu_{\text{дн}}$ - динамическая вязкость моторного масла, $\text{Па}\cdot\text{с}$; S - величина зазора, м; $41,3 \sqrt{\frac{d}{S}}$ показатель перехода ламинарного состояния моторного масла в турбулентное.

На следующем этапе для каждого из уровней оценки составляется линейное алгебраическое уравнение вида (2), в котором Re – расчетные значения, а d, n, ρ , S – задаваемые значения.

$$Re = a_0 + a_1 d + a_2 n + a_3 \mu + a_4 S + a_5 dn + a_6 d\mu + a_7 dS + a_8 n\mu + a_9 nS + a_{10} \mu S + a_{11} dn\mu + a_{12} dnS + a_{13} dnS + a_{14} n\mu S + a_{15} dn\mu S \quad (2)$$

где: $a_0, a_1, \dots, a_{15}$ - коэффициенты влияния.

Таким образом, совокупность полученных уравнений будет представлять собой систему линейных алгебраических уравнений 16-го порядка, решение которой позволяет получить значения коэффициентов a_0 - a_{15} .

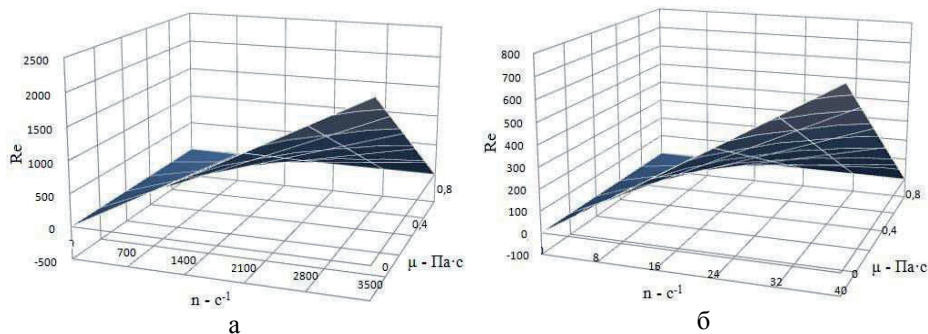
Классические подходы не позволили добиться решения данной системы. При этом интернет ресурсы ограничиваются решением систем линейных уравнений до 8-го порядка. Однако на базе программного продукта Excel удалось выполнить обозначенную задачу, используя нестандартные подходы в решении системы линейных уравнений и внутренние ресурсы самой программы.

Непосредственное решение системы линейных алгебраических уравнений рассматриваемого массива данных по методу Крамера позволило определить значения коэффициентов a_0 - a_{15} и представить уравнение регрессии в следующем виде (3).

$$\begin{aligned} Re = & -5,003 \cdot 10^{-5} + 10^{-4}d + 6,25 \cdot 10^{-9}n + 4,62 \cdot 10^{-5}\mu + 0,042S - 3,46 \cdot 10^{-8}dn \\ & - 3,4 \cdot 10^{-4}d\mu + 0,1dS - 8,3 \cdot 10^{-9}n\mu - 7,79 \cdot 10^{-6}nS - 0,023\mu S + 4,89 \cdot 10^{-8}dn\mu \\ & + 8,38 \cdot 10^5 dnS + 0,26d\mu S + 1,11n\mu S - 8,46 \cdot 10^5 dn\mu S \end{aligned} \quad (3)$$

В соответствии с выражением (3), в программном продукте Excel выполнено моделирование характера изменения численного значения критерия Рейнольдса для двух сопряжений скольжения, и получены поверхности отклика:

- подшипник турбокомпрессора двигателя ЯМЗ-238Н, исходные данные:
 d - 0,012 м;
 n - (16,67 - 3300) c^{-1} ;
 S - 65 мкм;
 μ - (0,989 - 0,0015) Па·с (рис.3 а);
- подшипник коленчатого вала двигателя ЯМЗ-238Н, исходные данные:
 d - 0,11 м;
 n - (0,33 - 37,92) c^{-1} ;
 S - 210 мкм;
 μ - (0,989 - 0,0015) Па·с (рис.3 б).

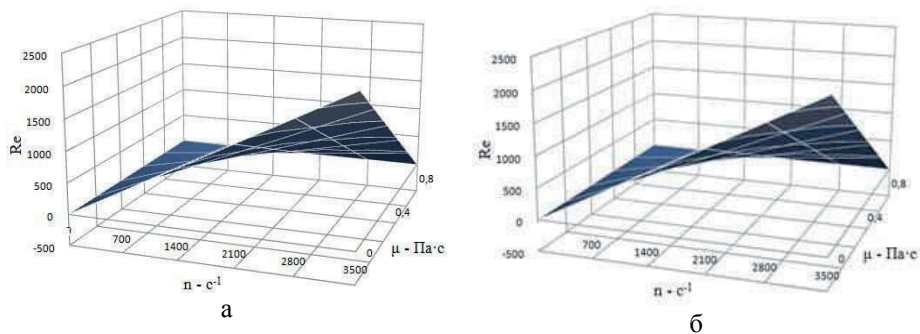


а - поверхность отклика подшипника турбокомпрессора; б - поверхность отклика подшипника коленчатого вала

Рисунок 3. Поверхности отклика

Для сравнительной оценки результатов полученных расчетным методом и данных, полученных при выполнении вычислений с использованием программы Excel, построены поверхности отклика, рис.4, для сопряжения вала турбокомпрессора ТКР - 90 при следующих исходных данных, рис.4 а, б:

- $d - 0,012 \text{ м};$
- $n - (16,67 - 3300) \text{ c}^{-1};$
- $S - 75 \text{ мкм};$
- $\mu - (0,989 - 0,0015) \text{ Па} \cdot c.$



а - поверхность отклика, построенная расчетным методом; б - поверхность отклика, построенная с использованием программного продукта Excel

Рисунок 4. Сравнительная оценка методов построения

Анализ полученных результатов показал, что данные практически идентичны.

Использование выражения (3) на базе программного продукта Excel позволяет увеличить скорость проведения типовых расчетов, уменьшает вероятность допущения математических ошибок, практически сразу позволяет видеть полученный результат в виде поверхности отклика.

В целом представленный подход позволяет проводить оценку состояния моторного масла в зазорах сопряженных поверхностей тел вращения при прогнозируемо задаваемых фиксированных и вариативных значениях параметров полученного уравнения. С использованием полученного уравнения точность расчетов повышается. Это определяется не округлением коэффициентов и суммарной погрешностью, что имело место при использовании расчетного метода, а алгоритмом работы программного продукта, для которого оперирование большими цифрами не является проблемой.

Список литературы

1. Справочник по триботехнике: в 3-х т. Том-2, Смазочные материалы, техника смазки, опоры скольжения и качения, под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1990. - 396 с.
2. Д.А. Курликов, В.І. Кубіч, Вплив явища турбулізації моторного масла на ресурс роботи ДВЗ. Всеукраїнська науково-практична конференція молодих учених, спеціалістів, аспірантів «Проблеми енергоресурсозбереження в промисловому регіоні. Наука і практика»: Зб. тез доповідей. Маріуполь: ДВНЗ «ПДТУ», 2017. - 160 с
3. Курликов Д.А., Кубич В.И. Оцінка турбулізації потоку моторного масла в системі змащування ДВЗ // «Тиждень науки-2017» - щоріч. наук.-практ. конф., 18-21 квітня 2017 р.: зб. тез допов., Т.1. - Запоріжжя, ЗНТУ, 2017. - С.102-103
4. Толмачев Н.П. Устройство и эксплуатация автомобилей МАЗ-500А, МАЗ-5335, КрАЗ-257, Урал-375Д: Учеб. пособие.- М.: ДОСААФ, 1984.-335 с.,
5. Колчін А.І., Демідов В.П. Розрахунок автомобільних и тракторних двигунів: Учебний посібник для ВУЗів. - 4-е вид., стереотип. - М.: Виша школа, 2008. - 496 с.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Кубич В.И. Математическое описание изнашивания элементов трибосопряжения «шейка-покрытие-вкладыш»/ В.И.Кубич, Л.И. Ивченко, А.О. Щаднев // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського №3(68), 2011, С.62-66
2. Кубич В.И. Коэффициент трения трибосопряжения «шейка-покрытие-вкладыш» в условиях «плечного голодания»/ В.И.Кубич // Проблеми трибології. - ХНУ. - 2013. - №1(67). - С.51-57
3. Кубич В.И. Износостойкость накладок тормозного механизма в условиях циклического торможения / В.И.Кубич // Проблемы тертя та зношування. - НАУ. - №59. - 2013.- С.36-43
4. Поддубный И.Н. Износостойкость упрочненной фаски клапана и параметры контактного взаимодействия элементов трибосопряжения «фаска клапана - седло» / И.Н. Поддубный, В.И.Кубич, А.Н. Коробочка // Проблемы трибологии. - ХНУ. - 2013. - №1(67). - С.127-134
5. Кубич В.И. Моделирование удельного времени постоянства коэффициента трения в трибологических системах /В.И. Кубич//Хаос и структуры в нелинейных системах. Теория и эксперимент: Материалы 10-ой Междунар. науч. конф., 75-летию юбилею профессора З.Ж. Жанабаева., 16-18 июня 2017. - Алматы: Изд-во Ках.НУ, 2017. - С.287-292
6. Курлыков Д.А. Уравнение регрессии критерия Рейнольдса для сопряжений скольжения ДВС /Д.А. Курлыков, В.И. Кубич //Сучасні енергетичні установки на транспорті, технології та обладнання для їх обслуговування. 8-а міжнародна науково-практична конференція, 28-29 вересня 2017 р.: матеріали, Херсон: Херсонська державна морська академія. – С.236 - 240

More Books!



yes I want morebooks!

Покупайте Ваши книги быстро и без посредников он-лайн - в одном из самых быстрорастущих книжных он-лайн магазинов!
Мы используем экологически безопасную технологию "Печать-на-Заказ".

Покупайте Ваши книги на
www.morebooks.de

Buy your books fast and straightforward online - at one of the world's fastest growing online book stores! Environmentally sound due to Print-on-Demand technologies.

Buy your books online at
www.morebooks.de

OmniScriptum Marketing DEU GmbH
Bahnhofstr. 28
D - 66111 Saarbrücken
Telefax: +49 681 93 81 567-9

info@omniscrptum.com
www.omniscrptum.com

OMNIScriptum



