ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

СБОРКА В МАШИНОСТРОЕНИИ, ПРИБОРОСТРОЕНИИ

ЖУРНАЛ ВЫХОДИТ ПРИ СОДЕЙСТВИИ МЕЖДУНАРОДНОГО СОЮЗА МАШИНОСТРОИТЕЛЕЙ

ЖУРНАЛ ВХОДИТ В ПЕРЕЧЕНЬ УТВЕРЖДЕННЫХ ВАК РФ ИЗДАНИЙ ДЛЯ ПУБЛИКАЦИЙ ТРУДОВ СОИСКАТЕЛЕЙ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ ПО ГРУППАМ НАУЧНЫХ СПЕЦИАЛЬНОСТЕЙ: 01.02.01 — Теоретическая механика, 01.02.04 — Механика деформируемого твердого тела, 01.02.06 — Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры, 05.02.02 — Машиноведение системы приводов и детали машин, 05.02.04 — Трение и износ в машинах, 05.02.05 — Роботы, мехатроника и робототехнические системы, 05.02.07 — Технология и оборудование механической и физико-технической обработки, 05.02.10 — Сварка, родственные процессы и технологии, 05.02.11 — Методы контроля и диагностика в машиностроении, 05.02.13 — Машины, агрегаты и процессы, 05.02.18 — Теория механизмов и машин, 05.04.11 — Атомное реакторостроение, машины, агрегаты и технология материалов атомной промышленности

2019 Том 20 / 11 (232)

СОДЕРЖАНИЕ

Ресурс машин и конструкций

Спирягин В.В., Меделяев И.А., Чмыхало И.А. Модель потери работоспособности металлоконструкций испарителя холодильной машины 483

Трение и смазка в машинах и механизмах

Авилов В.В., Лунева Е.И., Воляник С.А., Савенкова М.А., Сычев А.П. Фосфоромолибдат натрия — полимерная присадка для железнодорожных смазок 493

Низамаев Т.М., Кузнецов С.В. Анализ конечно-элементного моделирования распространения поверхностных волн частного случая задачи Лэмба 496

Лернер Ю.Н. О скольжении скачками 499

Ноженков М.В. Исследование подобия гравитационных и дисперсионных сил как возможности бесконтактной передачи взаимодействия 501

Янюшкин Ю.М. Решение балансовой задачи контактного теплообмена системы тел: тормозная колодка и вращающийся тормозной диск в процессе торможения 504

В помощь конструктору, технологу

Тимофеев Б.П., Данг Н.Т. Новый подход к выбору коэффициентов смещения исходного контура зубчатых передач 508

Шишкарев М.П. Синтез адаптивной фрикционной муфты второго поколения с бифункциональным управляющим устройством 513

Дубовик Е.А. Технологичность конструкции приода стенда для испытаний ведущего моста грузовых автомобилей 519

Подготовка специалистов

Буяновский И.А., Самусенко В.Д., Щербаков Ю.И. Смазочные материалы для узлов трения механизмов и машин 524

Журнал распространяется по подписке, которую можно оформить в любом почтовом отделении (индекс по каталогу "Пресса России" — **84967**) или непосредственно в издательстве

Тел.: 8 (499) 269-54-98, 269-54-96

E-mail: sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru

Перепечатка, все виды копирования и воспроизведения материалов, публикуемых в журнале "Сборка в машиностроении, приборостроении", допускаются только с разрешения редакции и со ссылкой на источник информации.

Председатель редакционного совета

В.И. КОЛЕСНИКОВ, *академик РАН*

Редакционный совет

МОСКВА

А.С. ВАСИЛЬЕВ (главный редактор), д.т.н., проф.
В.В. БАРДУШКИН, д.ф.-м.н.
И.А. БУЯНОВСКИЙ, д.т.н., проф.
М.В. ВАРТАНОВ, д.т.н., проф.
А.А. ГУСЕВ, д.т.н., проф.
С.М. ЗАХАРОВ, д.т.н.
И.Н. ЗИНИНА, к.т.н., доц.
Ю.Л. ИВАНОВ, д.т.н.
А.В. ИГНАТОВ, к.т.н., доц.
Ю.Г. КОЗЫРЕВ, к.т.н.
А.И. КУМЕНКО, д.т.н., проф.
И.А. ЛЮБИНИН, к.т.н.
Е.А. МИКРИН, д.т.н., акад. РАН
Б.В. ШАНДРОВ, к.т.н., проф.
А.Г. ХОЛОДКОВА, к.т.н., проф.

Региональные редсоветы

ВЛАДИВОСТОК

Ю.Н. КУЛЬЧИН, акад. РАН
А.А. СУПОНЯ, к.т.н.

ВОЛГОГРАД

М.Г. КРИСТАЛЬ, д.т.н., проф.
В.И. ЛЫСАК, акад. РАН
В.М. ТРУХАНОВ, д.т.н., проф.

ИЖЕВСК

И.В. АБРАМОВ, д.т.н., проф.
В.Г. ОСЕТРОВ, д.т.н., проф.
Б.А. ЯКИМОВИЧ, д.т.н., проф.

КАЗАНЬ

Р.И. АДГАМОВ, д.т.н., проф.

КОВРОВ

Ю.З. ЖИТНИКОВ, д.т.н., проф.

КОМСОМОЛЬСК-НА-АМУРЕ

Б.Н. МАРЬИН, д.т.н.
А.М. ШПИЛЕВ, д.т.н., проф.

НИЖНИЙ НОВГОРОД

С.В. ГОЛУБЕВ, инж.

ОРЕЛ

Ю.С. СТЕПАНОВ, д.т.н., проф.
Г.А. ХАРЛАМОВ, д.т.н., проф.

ОРЕНБУРГ

А.Н. ПОЛЯКОВ, д.т.н., проф.
А.И. СЕРДЮК, д.т.н., проф.
А.П. ФОТ, д.т.н., проф.

ПЕРМЬ

С.М. БЕЛОБОРОДОВ, д.т.н.
В.Ф. МАКАРОВ, д.т.н.

РОСТОВ-НА-ДОНУ

А.А. РЫЖКИН, д.т.н., проф.
И.В. КОЛЕСНИКОВ, д.т.н., проф.

РЫБИНСК

В.Ф. БЕЗЪЯЗЫЧНЫЙ, д.т.н., проф.
В.В. НЕПОМИЛУЕВ, д.т.н., проф.
А.Н. СЕМЕНОВ, д.т.н., проф.

САМАРА

Ю.А. ВАШУКОВ, к.т.н., доц.
М.А. ЕВДОКИМОВ, д.т.н., проф.

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

Е.В. ШАЛОБАЕВ, к.т.н., проф.

ТОМСК

А.В. КОЛУБАЕВ, д.ф.-м.н.
В.Е. ПАНИН, акад. РАН

ТУЛА

А.А. МАЛИКОВ, д.т.н., проф.
В.В. ПРЕЙС, д.т.н., проф.

ХАБАРОВСК

В.И. ШПОРТ, д.т.н., проф.

Беларусь

МИНСК

В.Л. БАСИНЮК, д.т.н.
М.Л. ХЕЙФЕЦ, д.т.н., проф.

ГОМЕЛЬ

В.Е. СТАРЖИНСКИЙ, д.т.н.

Украина

КИЕВ

А.С. ЗЕНКИН, д.т.н., проф.
В.А. МАТВИЕНКО, к.т.н.

ДОНЕЦК

А.Н. МИХАЙЛОВ, д.т.н., проф.

Польша

П. ЛЕБКОВСКИ, д.т.н.
Е. ЛУНАРСКИ, д.т.н.

Ответственные за подготовку и выпуск номера:

Е.М. НУЖДИНА, И.М. ГЛИКМАН

Журнал зарегистрирован в РОСКОМНАДЗОРе. Свидетельство о регистрации ПИ № ФС 77-63953 от 09.12.2015 г.

© Издательство "Инновационное машиностроение", "Сборка в машиностроении, приборостроении", 2019

THE MONTHLY JOURNAL FOR SCIENTISTS AND MANUFACTURERS

ASSEMBLING IN MECHANICAL ENGINEERING AND INSTRUMENT-MAKING

THE JOURNAL IS PUBLISHED UNDER THE PATRONAGE OF INTERNATIONAL UNION OF MECHANICAL ENGINEERING

THE JOURNAL IS AMONG THOSE APPROVED BY RF FOR DISSERTATION PUBLICATION BY GROUPS OF SCIENTIFIC SPECIALTIES: 01.02.01 — Theoretical mechanics, 01.02.04 — Mechanics of a deformable solid, 01.02.06 — Dynamics, durability of machines, devices and apparatus, 05.02.02 — Machine science of drive systems and machine parts, 05.02.04 — Friction and wear in machines, 05.02.05 — Robots, mechatronics and robotic systems, 05.02.07 — Technology and equipment for mechanical, physical and technical processing, 05.02.10 — Welding, related processes and technologies, 05.02.11 — Control methods and diagnostics in mechanical engineering, 05.02.13 — Machines, units and processes, 05.02.18 — Theory of mechanisms and machines, 05.04.11 — Nuclear reactor construction of machine, units and technology of the nuclear industry materials

2019 Vol. 20 **11 (232)**

CONTENTS

Service life of machinery and constructions

Spiryagin V.V., Medeljaev I.A., Cmychalo I.A. Model of the loss of efficiency of metal structures of the evaporator of refrigerating machine 483

Friction & lubrication in machines and mechanisms

Avilov V.V., Luneva E.I., Volyanik S.A., Savenkova M.A., Sychov A.P. Phosphoromolyb date natrium polymeradditive for rail lubricants 493

Nizamaev T.M., Kuznetsov S.V. Analysis of the end-element modeling of the extension of surface waves of the private case of the Lemba problem 496

Lerner Yu.N. About intermittent sliding 499

Nozhenkov M.V. Investigation of the similarity of gravitational and dispersive forces as contactless communication capabilities 501

Yanyushkin Yu.M. Solution of a balance problem of contact heat transfer between two bodies: braking pad and the rotating braking disk in the braking process . . 504

Industrial and design engineer's aid

Timofeev B.P., Dang N.T. A new approach to the choice of the initial contour of gears offset coefficients 508

Shishkarev M.P. Synthesis of adaptive friction clutches of the second generation a bifunctional control device 513

Dubovik E.A. Manufacturability of the design of the drive stand for testing the drive axle of trucks 519

Preparation of experts

Buyanovsky I.A., Samusenko V.D., Scherbakov Yu.I. Lubricants for frictional units of mechanisms and machines 524

Journal is distributed on subscription, whith can be issues in any post office (index on the catalogue of the "Pressa Rossii" — **84967**) or directly in editorial of the journal.
Ph.: 8 (499) 269-54-98, 269-54-96
E-mail: sborka@mashin.ru, http://www. mashin.ru
The reference to the Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making Journal during reprint of the materials is mandatory.
Advertisers are responsible for the content of their advertisements.

Chair of Editorial Advisory Board —
Member of Russian Academy of Science
V.I. KOLESNIKOV

Editors

MOSCOW
A.S. VASIL'EV (Chief editor)
V.V. BARDUSHKIN
I.A. BUYANOVSKY
M.V. VARTANOV
A.A. GUSEV
S.M. ZAKHAROV
I.N. ZININA
Yu.L. IVANOV
A.V. IGNATOV
Yu.G. KOZYREV
A.I. KUMENKO
I.A. LUBININ
E.A. MIKRIN
B.V. SHANDROV
A.G. KHOLODKOVA

Regional editors

VLADIVOSTOK
Yu.N. KULSHIN
A.A. SUPONIA

VOLGOGRAD
M.G. KRISTAL
V.I. LYSAK
V.M. TRUKHANOV

IZHEVSK
I.V. ABRAMOV
V.G. OSETROV
B.A. YAKIMOVICH

KAZAN
R.I. ADGAMOV

KOVROV
Yu.Z. ZHITNIKOV

KOMSOMOLSK-ON-AMUR
B.N. MARJIN
A.M. SHPILEV

NIZHNY NOVGOROD
S.V. GOLUBEV

OREL
Yu.S. STEPANOV
G.A. KHARLAMOV

ORENBURG
A.N. POLYAKOV
A.I. SERDUK
A.P. FOT

PERM
S.M. BELOBORODOV
V.F. MAKAROV

ROSTOV-ON-DON
A.A. RYZHKIN
I.V. KOLESNIKOV

RYBINSK
V.F. BEZIAZYCHNYI
V.V. NEPOMILUEV
A.N. SEMENOV

SAMARA
Yu.A. VASHUKOV
M.A. EVDOKIMOV

ST.-PETERSBURG
E.V. SHALOBAEV

TOMSK
A.V. KOLUBAEV
V.E. PANIN

TULA
A.A. MALIKOV
V.V. PREYS

KHABAROVSK
V.I. SCHPORT

Belarus

MINSK
V.L. BASINJUK
M.L KHEIFETZ

GOMEL
V.E. STARZHINSKI

Ukraine

KIEV
A.S. ZENKIN
V.A. MATVIENKO

DONETSK
A.N. MIKHAILOV

Poland
P. LEBKOVSKI
E. LUNARSKII

Executive editors of current issue:
E.M. NUZHDINA, I.M. GLIKMAN

The journal is registered by ROSKOMNADZOR.
Registration certificate ПИ № ФС 77-63953. 09.12.2015

© "Innovative Mashinostroenie" Publishers, "Assembling in Mechanical Engineering and Instrument-Making", 2019

УДК 620.19+620.179.1

В.В. Спирягин *(Военный учебный центр при Московском авиационном институте (национальном исследовательском университете),*
И.А. Меделяев, *д-р техн. наук,* **И.А. Чмыхало,** *канд. техн. наук*
(Военная академия РВСН имени Петра Великого, г. Балашиха Моск. обл.)
E-mail: V.V.Spiryagin@yandex.ru

Модель потери работоспособности металлоконструкций испарителя холодильной машины

Разработана модель потери работоспособности кожухотрубных испарителей с внутритрубным кипением фреона. Установлено, что процесс потери работоспособности испарителя связан с развитием локальных деформаций теплообменных труб, вызванных замерзанием теплоносителя (воды) в радиальных зазорах вальцовочных соединений труб с трубной решеткой.

The article is devoted to the development of a model of the loss of efficiency of a shell-and-tube evaporator with intra tube boiling of freon. It is established that the process of loss of the efficiency of the evaporator is associated with the development of local deformations of the heat exchange tubes caused by the freezing of coolant (water) in the radial gaps of the milling joints of the tubes with the tube sheet.

Ключевые слова: холодильная машина, испаритель, герметичность, пластическая деформация.

Keywords: refrigerating machine, evaporator, tightness, plastic deformation.

Широкое применение в современных системах кондиционирования воздуха нашли холодильные машины (ХМ) для обслуживания помещений: гостиничных и торговых комплексов, различных производственных объектов, где требуется создать благоприятный микроклимат для работников или посетителей.

Холодильные машины создают определенный уровень температуры и влажности, благоприятный для жизнедеятельности персонала и функционирования оборудования. Наиболее распространенные компрессионные ХМ обеспечивают выработку холода путем сжатия хладагента (фреона) в компрессоре и постоянной смене его агрегатного состояния.

Непосредственное охлаждение теплоносителя осуществляется в испарителе ХМ за счет теплообмена с хладагентом, кипящим в его трубах. Испаритель ХМ представляет собой кожухотрубный теплообменный аппарат (ТА) с внутритрубным кипением.

Он состоит из корпуса (обечайки) *1*, с приваренными к нему с обоих торцов трубными решетками *2*, в которые развальцовываются медные трубы *3*, крышек *4* с патрубками *5* для введения и выведения хладагента (рис. 1). Через патрубок *6* теплоноситель подается в корпус испарителя, омывает теплообменные трубы, отдавая теплоту кипящему хладагенту, и выводится из корпуса через патрубок *7*.

Использование испарителей данного типа обусловлено высокой эффективностью, сравнительно низкой стоимостью и отработанной технологией изготовления. Впервые кожухотрубные ТА появились еще в начале XX века в связи с потребностью в специальных теплообменниках с большой поверхностью теплообмена. Их использовали для подогрева воды и конденсаторов, работающих при высоком давлении. В дальнейшем изобретение стали применять при создании испарителей и нагревающих конструкций. Однако, несмотря на почти вековую практику эксплуатации кожухотрубных ТА, в настоя-

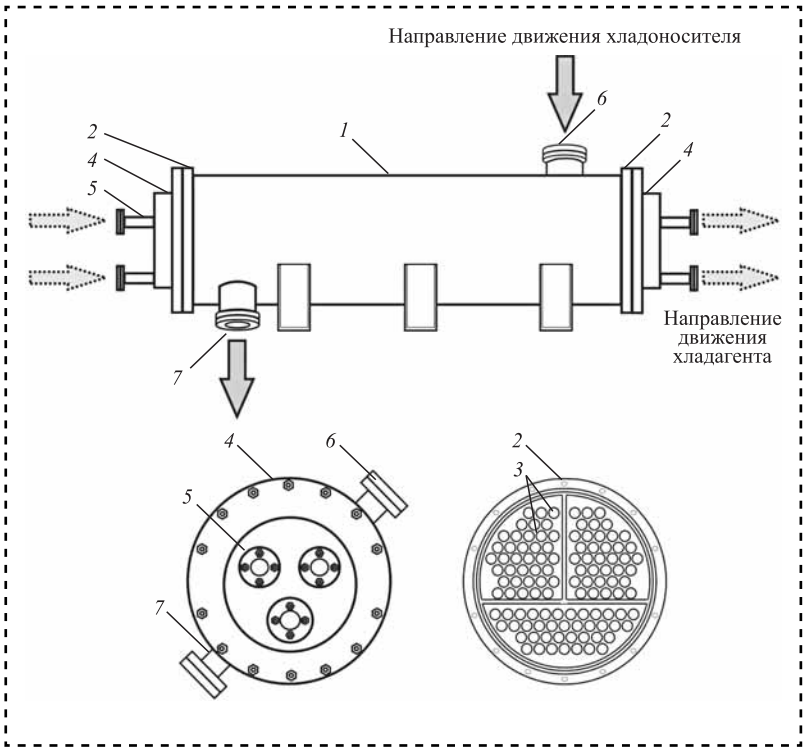


Рис. 1. Принципиальная схема кожухотрубного испарителя

щее время процесс развития дефектов, приводящих к отказам оборудования подобного типа, полностью не изучен.

Одна из основных причин потери работоспособности ХМ — возникновение локальных деформаций теплообменных труб, приводящих к разгерметизации вальцовочных соединений испарителей [1, 2]. Изначально дефекты возникают на участках сопряжения материала труб с кольцевыми уплотнительными канавками (рис. 2 на стр. 2 обложки). Выдвинуто предположение о том, что участки сопряжения материала труб с кольцевыми уплотнительными канавками являются концентраторами наибольших остаточных напряжений, инициирующими увеличение радиального зазора между трубой и трубной решеткой и образование участка, в котором может застаиваться теплоноситель (вода).

Это предположение подтверждается результатами исследования напряженно-деформированного состояния теплообменных труб при их развальцовке в отверстия трубных решеток испарителей с помощью численного моделирования с применением метода конечных элементов, реализованного в программном комплексе ABAQUS [2].

Расчет эквивалентных напряжений по теории прочности Мизеса позволил установить, что наибольшие эквивалентные напряжения действуют в конечной части вальцевания и достигают 269 МПа, что приближается к нижнему значению предела текучести нагартованной меди $\sigma_{0,2}$ = 280 МПа.

По результатам проведенной оценки распределения контактного давления соприкасания трубы и решетки по глубине вальцевания определено, что в исследуемом соединении имеются участки, где контакт между трубной решеткой и медной трубой отсутствует [2]. Неоднородное контактное давление в соединении "труба—трубная решетка" и максимальные эквивалентные напряжения, сосредоточенные в конечной части вальцевания, — неблагоприятные факторы, которые в процессе эксплуатации испарителя могут привести к увеличению радиального зазора вальцовочного соединения и застаиванию теплоносителя (воды) в образованном радиальном зазоре. При отклонении от нормальных режимов эксплуатации ХМ, приводящих к снижению температуры кипения фреона ниже 0 °С, наличие застойных зон может негативно сказываться на работоспособности испарителя. Длительный контакт неподвижной воды с трубками испарителя, температура которых отрицательна, приводит к образованию слоев льда [3]. Если компрессор не будет выключен по команде датчика защиты от замерзания, то возникает опасность замерзания воды в объеме радиального зазора и разгерметизации испарителя.

Для предотвращения отказов ХМ в период эксплуатации существует объективная необходимость разработки модели потери работоспособности испарителей и определения условий возникновения и развития дефектов, приводящих к разгерметизации.

Учитывая результаты численного моделирования процесса развальцовки труб в отверстия трубных решеток [2], выдвинута гипотеза о том, что отклонения от нормальных режимов эксплуатации в сочетании с неоднородным контактным давлением в соединении "труба—трубная решетка" способствуют заморозке теплоносителя в радиальном зазоре вальцовочного соединения и образованию дефектов в виде локальной деформации теплообменных труб.

Определение условий эксплуатации, приводящих к заморозке теплоносителя в радиальном зазоре вальцовочного соединения

В целях выявления причин нарушения режимов эксплуатации и определения факторов, влияющих на работоспособность ХМ, исследуемый испаритель представлен в виде системы параметров и их связей (рис. 3).

К внешним входным параметрам отнесены температура теплоносителя t_{s1} и хладагента $t_ф$ на входе в испаритель и массовый поток теплоносителя G_s. Испаритель, как технологический оператор, воспринимает входные воздействия и преобразовывает их в выходы (отклик).

Установление функции такого преобразования и является задачей моделирования характеристик. К выходным параметрам относят температуру теплоносителя на выходе из испарителя t_{s2} и давление (температуру) кипения фреона p_0 (t_0).

Выходные параметры дают возможность определить холодопроизводительность, потребляемую мощность и другие показатели испарителя. Входные и выходные параметры — контролируемые, т.е. существует возможность их непосредственного измерения. К неконтролируемым параметрам системы относят возмущающие факторы, обусловленные конструктивными параметрами испарителя s: удельной площадью поверхности теплообмена F_0, коэффициентом теплопередачи $k_{вн}$. Исходные уравнения для построения математической модели испарителя [4]:

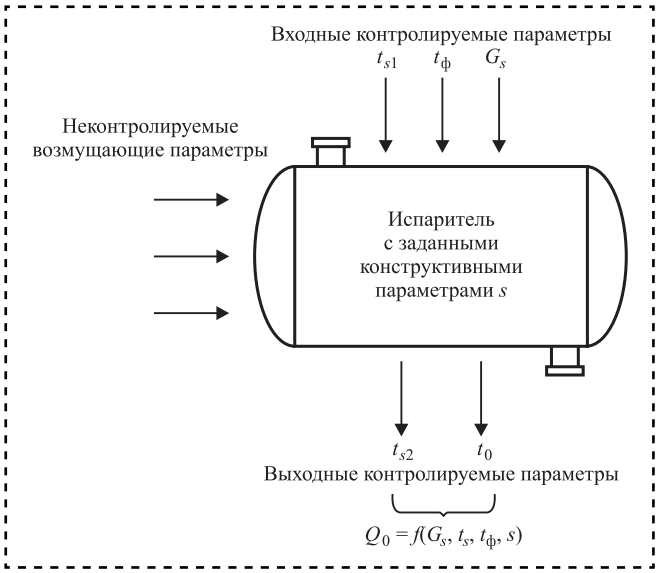


Рис. 3. Система взаимодействия параметров испарителя ХМ

$$Q_0 = k_{вн} F_0 \theta; \quad (1)$$

$$\theta = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\ln\left[(t_{s1} - t_0)/(t_{s2} - t_0)\right]}; \quad (2)$$

$$k_{вн} = \frac{1}{\dfrac{1}{\alpha_s} + \sum \dfrac{\delta_i}{\lambda_i} + \dfrac{1}{\alpha_a \beta}}; \quad (3)$$

$$\alpha_a = c q^{0,5} \left(p_n \cdot 10^{-5}\right)^{0,25} (s/d)^{-0,45}, \quad (4)$$

где Q_0 — холодопроизводительность;

θ — температурный напор на испаритель;

α_s, α_a — коэффициенты теплоотдачи от теплоносителя к стенке трубы и от стенок трубы к кипящему хладагенту соответственно;

β — коэффициент оребрения;

$\Sigma\delta_i/\lambda_i$ — сумма термических сопротивлений стенки трубы и загрязнений;

q — плотность теплового потока;

c — удельная теплоемкость теплоносителя;

p_n — давление насыщения хладагента;

s — шаг труб по горизонтали;

d — наружный диаметр трубы.

Совместное решение уравнений (1)—(4) приводит к следующему результату:

$$Q_0 = 1 \Bigg/ \left[\frac{1}{\alpha_s} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{c q^{0,5} \left(p_n \cdot 10^{-3}\right)^{0,25} \left(\dfrac{s}{d}\right)^{-0,45} \beta}\right] \times F_0 \frac{t_{s1} - t_{s2}}{\ln\left[(t_{s1} - t_0)/(t_{s2} - t_0)\right]}. \quad (5)$$

При соблюдении параметров эксплуатации основное влияние на холодопроизводительность оказывают площадь поверхности теплообмена и сумма термических сопротивлений.

Образование осадков со стороны фреона, накипи и коррозия не характерны для труб, выполненных из меди. В большей степени на изменение $k_{вн}$ влияет образование снеговой шубы (обледенение) испарителя, которое визуально определяется обслуживающим персоналом.

Работоспособность испарителя описывается функцией:

$$Q_0 = f(F_0). \quad (6)$$

Поддержание работы ХМ в заданных интервалах температур происходит в автоматическом режиме [3, 5]. Сущность автоматического регулирования работы ХМ сводится к получению холодопроизводительности, соответствующей температурному напору на испаритель, что обеспечивается своевременной подачей определенного количества жидкого фреона в трубное пространство испарителя.

Автоматическую своевременную подачу хладагента в испаритель обеспечивают терморегулирующие вентили (ТРВ), которые настроены на перегрев фреона до 5...7 °С. Данная настройка стандартна для новых испарителей и, при соответствующей мощности испарителя, обеспечивает автоматическое поддержание холодопроизводительности в заданных параметрах [3]. Типовая схема температурного режима холодильного цикла ХМ систем вентиляции и кондиционирования представлена на рис. 4.

В результате отказа или неправильной настройки ТРВ эксплуатирующим персоналом происходит уменьшение проходного сечения f ТРВ, ведущее к снижению подачи жидкого фреона в испаритель. При этом массовый расход фреона в испарителе и холодопроизводительность падают, а температура охлаждаемой среды на выходе из испарителя повышается [6]:

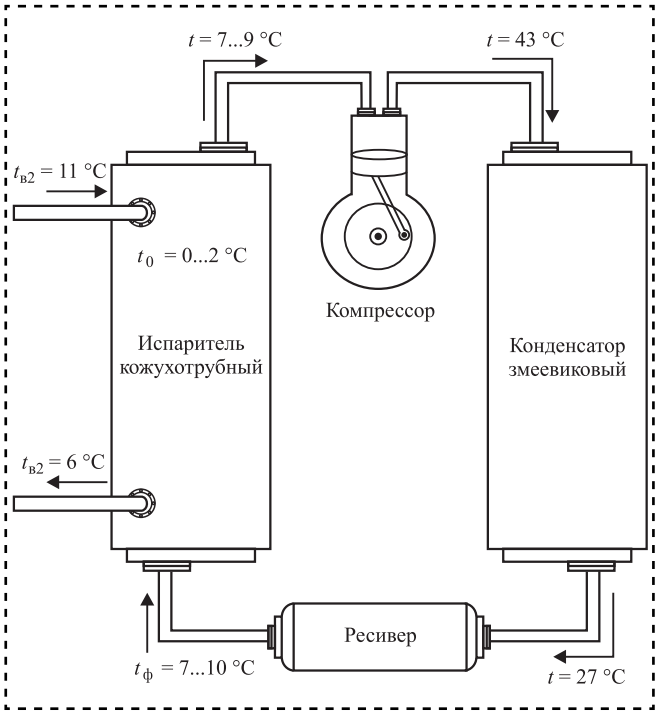


Рис. 4. Температурный режим холодильного цикла ХМ

$$G_a = \alpha f \sqrt{2\rho\left(p_к - p_0\right)}, \qquad (7)$$

где G_a — массовый расход;

α — коэффициент теплоотдачи; для фреона R12 $\alpha \approx 0{,}6$;

f — площадь проходного сечения;

ρ — плотность жидкости на входе в ТРВ;

p_0 и $p_к$ — давление кипения и конденсации фреона соответственно.

Если производительность ТРВ недостаточна, значит в испаритель поступает недостаточное количество фреона и давление кипения фреона понижается. Падение давления кипения до 0,2 МПа приводит к понижению температуры фреона до 0 °С [3].

При нормальных условиях эксплуатации при температуре кипения фреона в испарителе, равной 0...+2 °С, фреон полностью выкипает в 2/3 части испарителя, превращаясь в пар (рис. 5, точка *A* на стр. 2 обложки). Дальше пар нагревается, отбирая теплоту от теплоносителя, омывающего трубы, обеспечивая охлаждение воды на 5...6 °С.

При недостаточной производительности ТРВ в испаритель поступает меньше жидкого фреона и кипение начинается раньше, ближе ко входу в трубное пространство (рис. 5, точка *B*).

Трубопровод на выходе из ТРВ в этом случае покрывается инеем, образующимся из конденсата паров, которые содержатся в охлаждаемом воздухе. При длительной работе ТРВ в режиме пониженной подачи жидкого фреона снеговая шуба может образовываться на крышке испарителя со стороны входа фреона.

Отказ или неправильная настройка ТРВ — начальное условие замерзания теплоносителя в радиальных зазорах соединения труб с решетками испарителя, приводящего к возникновению локальных деформаций.

Образованные в точке *B* пары фреона нагреваются, и их температура может сравняться с температурой воды, подаваемой на охлаждение (см. рис. 5). При этом давление кипения понижается, снижая холодопроизводительность машины. Дальнейшее падение давления кипения обусловлено изменением удельной площади поверхности теплообмена испарителей [6]:

$$F_0 = \pi d_{вн} n l \beta, \ , \qquad (8)$$

где n — число труб в теплообменнике;

β — коэффициент оребрения, $\beta = 2{,}8$;

$d_{вн}$ и l — внутренний диаметр и длина теплообменных труб соответственно.

При сверхгарантийной эксплуатации происходит изменение F_0, связанное с исключением дефектных труб из процесса теплообмена методом установки металлических заглушек ("отглушением"). Дополнительное изменение F_0 обусловлено уменьшением проходного сечения труб $d_{вн}$ при их локальной деформации на линии подачи фреона с образованием прогиба (рис. 6 на стр. 3 обложки).

Изменение проходного сечения труб за счет увеличения глубины прогиба *u* приводит к снижению массового расхода жидкого фреона и уменьшению количества пара, отбираемого компрессором $m_{от}$.

Тогда состояние испарителя, как объекта с изменяющейся массой пара в объем $V_и$, выразим зависимостью [6]:

$$\frac{dM_и}{d\tau} = m_{пр} - m_{от}, \qquad (9)$$

где $M_и$ — масса пара, содержащегося в паровом пространстве испарителя $V_и$;

$m_{пр}$ — масса пара, образующегося в паровом пространстве испарителя $V_и$;

$m_{от}$ — масса пара, отбираемого компрессором.

Допуская для упрощения, что пар близок по свойствам к идеальному газу, а процесс изменения массы — к изотермическому, запишем [6]:

$$\frac{dp_0}{d\tau} = \left(m_{пр} - m_{от}\right) B_и, \qquad (10)$$

где $B_и$ — коэффициент, зависящий от вместимости паровой части испарителя $V_и$ и постоянной изотермического процесса $a_и = RT_0$, $B_и = V_и/a_и$.

Полагая, что приток массы пара $m_и$ в испаритель вызван удельным тепловым потоком Q_0, имеем:

$$m_{пр} = m_и = \frac{Q_o}{q_0} = \frac{k_{вн} F \theta}{q_0} \qquad (11)$$

или с учетом вида теплоотводящей среды:

$$m_и = \frac{V_s \rho_s c_s \Delta t_s}{q_0}, \qquad (12)$$

где V_s — объемный расход теплоносителя;

Δt_s — разность температур на выходе t_{s2} и входе t_{s1} в испаритель;

q_0 — удельная холодопроизводительность при t_0, $q_0 = i_1 - i_3$;

i_1, i_3 — энтальпии фреона в узловых точках *1* и *3* холодильного цикла.

В практических расчетах энтальпии хладагента заменяют произведением температуры на удельную теплоемкость вещества при средней его температуре, т.е. $i_1 = t_0 c_ф$, $i_3 = t_к c_ф$.

Отвод массы пара из испарителя определяется массовой подачей компрессора [6]:

$$m_{от} = m_{км} = \frac{\lambda V_т}{V_{вс}}, \qquad (13)$$

где λ — коэффициент подачи компрессора, зависящий от отношения давлений конденсации и кипения хладагента;

$V_т$ — теоретическая объемная подача компрессора;

$V_{вс}$ — удельный объем пара, всасываемого в компрессор, зависящий от температуры кипения хладагента.

Постоянные заданные давление p_0 или температура t_0 поддерживаются при равенстве $m_и = m_{км}$. Из этого равенства с учетом уравнений (11) и (12) получим выражение:

$$t_0 = t_2 - \frac{\Delta t_s \exp\left(\dfrac{\Delta t_s k_{вн} F_0 V_{вс}}{q_0 \lambda V_m}\right)}{\exp\left(\dfrac{\Delta t_s k_{вн} F_0 V_{вс}}{q_0 \lambda V_m}\right) - 1}, \qquad (14)$$

содержащее параметры, на которые можно воздействовать для изменения температуры кипения в нужном направлении [6].

Изменение массового баланса в виде $m_и < m_{км}$ приводит к понижению температуры кипения, вследствие чего испаритель начинает работать в области низких температур. Причинами снижения $m_и$, исходя из равенства (11), является уменьшение параметров $k_{вн}$, F_0 и θ.

При уменьшении F_0 количество пара, производимого в испарителе, не соответствует мощности компрессора, вследствие чего давление кипения фреона и t_0, находящаяся в прямой зависимости, падают. Это приводит к образованию снежной шубы, увеличению суммы термических сопротивлений и уменьшению коэффициента теплопередачи $k_{вн}$, тем самым провоцируя еще большее падение t_0, приво-

дящее к работе испарителя в области низких температур.

Формирование застойных зон (к примеру, радиальных зазоров в вальцовочном соединении) и длительный контакт неподвижной воды с трубами испарителя, температура которых равна −2...−6 °С, приводят к ее замерзанию.

Для испарителей, эксплуатируемых в условиях сверхгарантийного срока, расчет удельной площади поверхности теплообмена $F_{\text{с.г}}$ необходимо проводить с учетом изменения проходного сечения труб, вызванного их локальной деформацией:

$$F_{\text{с.г}} = \pi l \beta \left(n_0 d_0 + n_z d_z + n_i d_i + ... + n_j d_j \right), \quad (15)$$

где n_0 — число труб с неизмененным диаметром проходного сечения d_0;

n_z — число "отглушенных" труб, для которых диаметр проходного сечения $d_z = 0$;

n_i — число труб с измененным диаметром проходного сечения, $d_i = d_0 - u_i$;

n_j — число труб с измененным диаметром проходного сечения, $d_j = d_0 - u_j$.

Определение механизма потери работоспособности металлоконструкций испарителя ХМ с учетом сверхгарантийной эксплуатации

Возможность заморозки теплоносителя в объеме радиального зазора подтверждается исследованием по определению морозостойкости пористых материалов [7], которое свидетельствует о том, что в капиллярах диаметром 1 мм замерзание воды происходит при −2 °С. Микроскопический анализ соединений труб с решетками испарителей, выведенных из эксплуатации, показал, что в ряде соединений радиальные зазоры составляют от 1,0...1,5 мм (рис. 7 на стр. 3 обложки). Увеличение радиального зазора предположительно связано с некачественной подготовкой отверстий в трубных решетках под развальцовку труб. Спроецировав диаметр капилляра на выявленные значения увеличенных радиальных зазоров в конечной части вальцовочного соединения, длиной 5 мм, получим исходное значение объема радиального зазора $V^1_{\text{р.з}}$, в котором происходит заморозка воды:

$$V^1_{\text{р.з}} = \pi r^2 h = 3{,}14 \cdot 0{,}5^2 \cdot 5 = 3{,}9 \text{ мм}^3. \quad (16)$$

В связи с тем, что плотность льда ниже плотности воды (917 и 1000 кг/м^3 соответственно), объем образованного льда увеличивает размер радиального зазора в 1,1 раза [8].

Увеличение радиального зазора на внутренней стороне вальцовочного соединения обусловливает возникновение локальной деформации теплообменной трубы с образованием эллиптического прогиба, инициирующего подпитку влагой из межтрубного пространства. При следующей наморозке это приводит к еще большему увеличению радиального зазора:

$$V_{\text{и}} = V^1_{\text{р.з}} K_r^{N-1}, \quad (17)$$

где N — число циклов заморозки;

K_r — коэффициент увеличения объема радиального зазора при наморозке льда, $K_r = 1{,}1$.

С учетом длительной эксплуатации испарителей большое число циклов заморозки и оттаивания воды, даже существенно отдаленных во времени, в конечном итоге приводит к увеличению локальной деформации теплообменной трубы до критических размеров, приводящему к разгерметизации испарителя.

Для моделирования процесса потери работоспособности металлоконструкций испарителя и определения критического числа циклов наморозки воды в зависимости от исходных соотношений параметров эллиптического прогиба разработана программа для ЭВМ в среде Mathlab [9].

Данный программный продукт позволяет путем ввода исходных данных в виде соотношения глубины прогиба к длине и ширине ($u/a/b$) и моделирования циклической заморозки и оттаивания воды по формуле (17) определять критическое число циклов, приводящее к увеличению прогиба на всю длину вальцовочного соединения.

Для определения критического числа циклов в программе предусмотрено последовательное выполнение следующих операций:

1. **Объявление глобальных постоянных:**

clear;

global u a b.

2. **Введение начальных данных:**

K_r = 1.1;

N = 1:100; число циклов заморозки, %;

N_max = 78; максимальное число циклов наморозки, %;

i = 1;

u(1) = 1; коэффициент соотношения для глубины прогиба, %;

a(1) = 3.2; коэффициент соотношения для длины прогиба, %;

b(1) = 1.3; коэффициент соотношения для ширины прогиба, %;

V_r(1) = 4/3*pi*(a(1)*b(1)*u(1))/4; объем полуэлиптического прогиба радиального зазора при $N = 1$, %;

flag = 1;

while flag = = 1

i = i + 1.

3. **Определение глубины прогиба:**

u(1) = 1,0;	u(27) = 2,5;	u(53) = 5,78;
u(2) = 1,03;	u(28) = 2,58;	u(54) = 5,97;
u(3) = 1,07;	u(29) = 2,66;	u(55) = 6,16;
u(4) = 1,1;	u(30) = 2,74;	u(56) = 6,36;
u(5) = 1,14;	u(31) = 2,83;	u(57) = 6,56;
u(6) = 1,17;	u(32) = 2,92;	u(58) = 6,78;
u(7) = 1,32;	u(33) = 3,02;	u(59) = 7,00;
u(8) = 1,36;	u(34) = 3,12;	u(60) = 7,22;
u(9) = 1,41;	u(35) = 3,25;	u(61) = 7,45;
u(10) = 1,45;	u(36) = 3,36;	u(62) = 7,69;
u(11) = 1,5;	u(37) = 3,46;	u(63) = 7,94;
u(12) = 1,55;	u(38) = 3,58;	u(64) = 8,20;
u(13) = 1,6;	u(39) = 3,69;	u(65) = 8,46;
u(14) = 1,65;	u(40) = 3,81;	u(66) = 8,74;
u(15) = 1,7;	u(41) = 3,93;	u(67) = 9,02;
u(16) = 1,76;	u(42) = 4,06;	u(68) = 9,31;
u(17) = 1,82;	u(43) = 4,19;	u(69) = 9,61;
u(18) = 1,87;	u(44) = 4,33;	u(70) = 9,92;
u(19) = 1,94;	u(45) = 4,47;	u(71) = 10,24;
u(20) = 2,00;	u(46) = 4,61;	u(72) = 10,57;
u(21) = 2,06;	u(47) = 4,76;	u(73) = 10,91;
u(22) = 2,13;	u(48) = 4,91;	u(74) = 11,27;
u(23) = 2,20;	u(49) = 5,09;	u(75) = 11,63;
u(24) = 2,27;	u(50) = 5,26;	u(76) = 12,00;
u(25) = 2,34;	u(51) = 5,43;	u(77) = 12,39;
u(26) = 2,42;	u(52) = 5,60;	u(78) = 12,79.

4. **Определение параметров прогиба:**

a(i) = 3.2*u(i); изменение длины прогиба, %;

b(i) = 1.3*u(i); изменение ширины прогиба, %;

V_r(i) = 4/3*pi*(a(i)*b(i)*u(i))/4; объем полуэлиптического прогиба радиального зазора, %;

V_N = V_r*K_r^(N(i) − 1); изменение объема, %;

if a(i) > = 40 %; условие достижения требуемой длины прогиба;

flag = 0.

5. **Требуемое число циклов заморозки:**

N_stop = N_max − N(i).

6. **Задание массива значений, выводимых на экспорт:**

W(1) = N_stop;

W(2) = N(i).

7. **Создание файла экспорта массива результатов:**

xlswrite('D:\циклы заморозки.xls', W);

end;

end.

Установлено, что параметры дефекта, отвечающие соотношению $u/a/b$ = 1/3,2/1,3 наиболее неблагоприятные. Развитие дефекта в виде локальной деформации при данном соотношении достигает критических размеров, приводящих к разгерметизации за 78 ± 8 циклов заморозки.

С учетом проведенных исследований сформулирована модель потери работоспособности, выраженная в графоаналитическом виде (рис. 8).

Представленная модель отличается от известных учетом условий возникновения дефекта в виде локальной деформации теплообменных труб в вальцовочном соединении с трубной решеткой и его развития при заморозке теплоносителя, вызванной понижением температуры кипения фреона при уменьшении удельной поверхности теплообмена.

Экспериментальная проверка модели потери работоспособности

Для экспериментальной проверки возможности наморозки теплоносителя в радиальном зазоре вальцовочного соединения испарителя разработана экспериментальная установка (рис. 9).

Испытательную теплообменную трубу *1* диаметром 20 мм и толщиной стенки 2 мм поместили в специальные захваты *2*, имитирующие вальцовочное соединение. В верхнем захвате для имитации радиального зазора выполняют клиновидную проточку *3*, длиной 5 мм и глубиной 1 мм. Захваты прижимаются к трубе при помощи хомута в виде металлического кольца *4* с резьбовым соединением для прижимного болта *5* (рис. 10 на стр. 3 обложки).

Образованный радиальный зазор в соединении трубы и захвата заполняли водой, после чего установку помещали в морозильную камеру и выдерживали при температуре −2 °С в течение 30 мин. Затем трубы оттаивали, регистрировали размеры образованного прогиба и проводили дальнейшую заморозку.

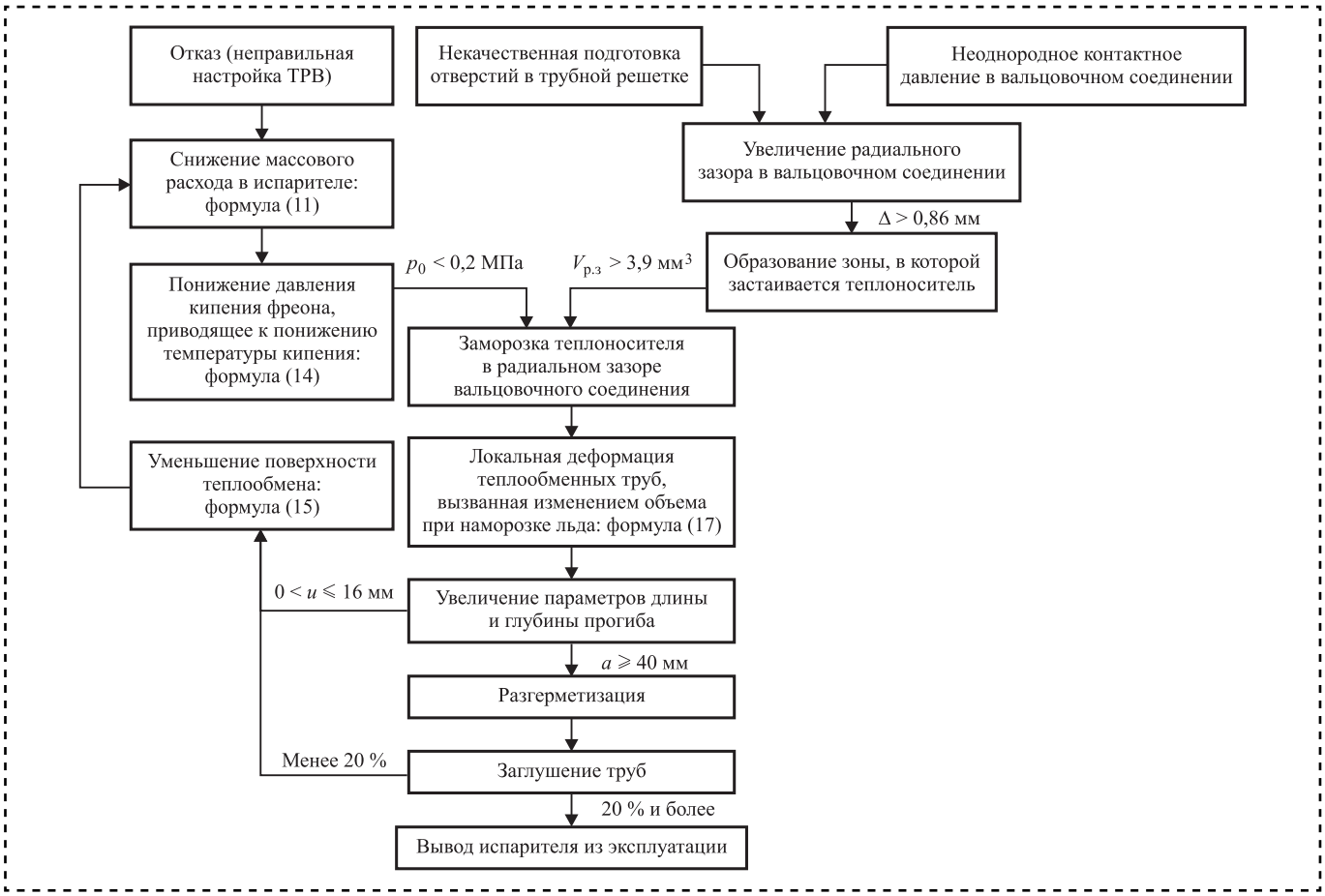


Рис. 8. Графоаналитическая модель потери работоспособности испарителя ХМ

Деформация трубы по всей длине вальцовочного соединения (разгерметизация) происходит за 82 цикла наморозки воды в объеме радиального зазора, что согласуется с проведенным аналитическим расчетом (рис. 11).

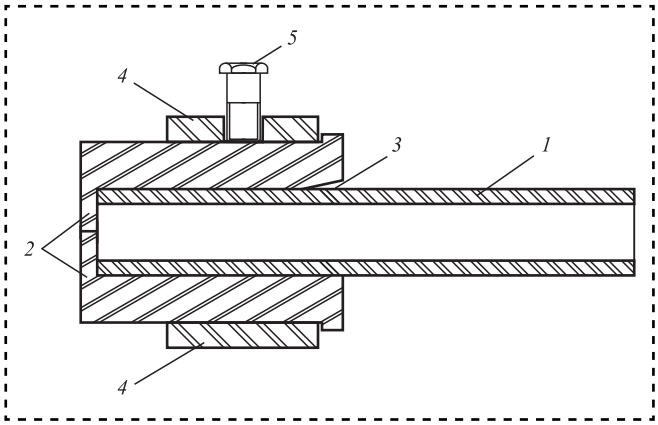


Рис. 9. Схема экспериментальной установки для определения числа циклов заморозки теплоносителя в объеме радиального зазора вальцовочного соединения, приводящего к разгерметизации

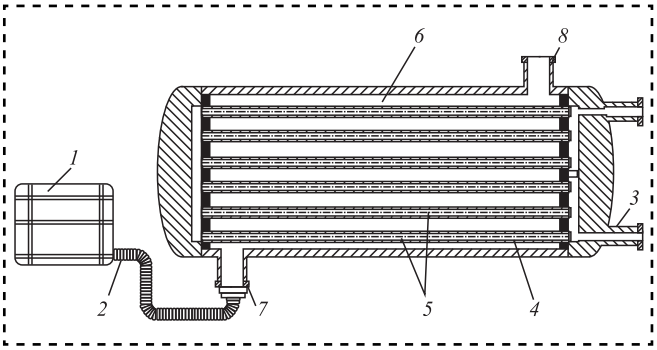


Рис. 11. Схема практической реализации способа защиты от коррозии и восстановления наружной поверхности теплообменных трубок

Выявленный механизм возникновения и развития дефектов в вальцовочных соединениях трубных пучков является предпосылкой для совершенствования технологии ремонта и восстановления поверхностей теплообмена испарителей холодильных машин, эксплуатируемых за пределами гарантийных сроков эксплуатации.

Предложения по совершенствованию технологии ремонта и восстановления поверхностей теплообмена испарителей холодильных машин

Существующая технология ремонта испарителей имеет ряд ограничений, наиболее значимое из которых — принудительное уменьшение удельной площади поверхности испарителя при "отглушении" дефектных труб.

С учетом специфики дефектов, приводящих к потере работоспособности испарителей и локализации их непосредственно в вальцовочных соединениях, применение данного способа не обосновано. Большая часть трубы (более 98 %) несмотря на длительную эксплуатацию остается работоспособной, что обусловлено несклонностью трубного материала к возникновению трещин и высокой коррозионной стойкостью. Это означает, что дальнейшая эксплуатация теплообменной трубы с дефектом в вальцовочном соединении может быть возможна после устранения локальной деформации.

В целях совершенствования технологии ремонта испарителей для восстановления работоспособности разгерметизированных изделий предложено вместо метода исключения труб из процесса теплообмена "отглушением" использовать метод установки трубных вставок меньшего диаметра.

Данную технологию успешно применяют для восстановления работоспособности теплообменного оборудования в ядерной и тепловой энергетике [10].

Для реализации данного способа изготавливают вставки из труб, выполненных из меди и медных сплавов с внешним диаметром, равным внутреннему диаметру восстанавливаемой трубы, и длиной, равной или незначительно превышающей толщину трубной решетки.

Трубные вставки после предварительного исправления несовершенства формы дефектной трубы подвальцовкой устанавливают в дефектные трубы и развальцовывают с ограничением.

Восстановление труб посредством установки трубных вставок целесообразно ввиду незначительного, по сравнению с "отглушением", уменьшения площади проходного сечения.

В целях устранения предпосылок развития локальных деформаций, как на этапе изготовления, так и в процессе эксплуатации и ремонта испарителей, предложен способ защиты от коррозии и восстановления поверхностей теплообменника [11], позволяющий устранять радиальные зазоры путем нанесения на поверхность стенки, разделяющей смежные контуры теплообменника, покрытия на основе жидких реакционноспособных олигомеров или мономеров.

Для восстановления поверхности или заполнения радиального зазора в межтрубное пространство вводят жидкость на основе реакционноспособных олигомеров или мономеров, способных необратимо превращаться в твердые, неплавкие, нерастворимые сетчатые полимеры (далее — отверждение), с участием специальных отвердителей. В смежный контур (трубное пространство) для инициации отверждения путем передачи тепла через разделяющую стенку, вводят теплоноситель, с температурой, равной или превышающей температуру отверждения материала покрытия. Поддерживают температуру теплоносителя до образования пленки отвержденного материала покрытия на поверхности разделяющей стенки. При достижении требуемого результата выводят теплоноситель из контура (рис. 11).

Из емкости *1* по рукаву *2* через фланец *7* в межтрубное пространство теплообменника *6* подают жидкий полимер до полного заполнения (например, эпоксидную смолу в сочетании с латентным отвердителем). Затем трубное пространство *4* через фланец *3* заполняют теплоносителем заданной температуры. В результате нагрева внутренних стенок трубок *5* в межтрубном пространстве *6* начинается процесс отверждения полимера. Время выдержки полимера в межтрубном пространстве при заданной температуре теплоносителя выбирают с учетом необходимой толщины покрытия и времени отверждения полимера. При достижении необходимой толщины покрытия теплоноситель сливают через фланец *3* из трубного пространства *4*. Остатки неотвержденного полимера удаляются самотеком из межтрубного пространства *6* через фланец *7*, а затем продувкой через фланец *8*.

Применение данной технологии возможно как для сверхгарантийных, так и для вновь изготавливаемых изделий для повышения их надежности за счет устранения предпосылок к возникновению локальных деформаций.

Выводы

1. Основная причина заморозки теплоносителя — падение давления кипения фреона, приводящее к понижению температуры.

При сверхгарантийной эксплуатации происходит изменение удельной площади поверхности теплообмена, связанное с исключением части труб из процесса теплообмена. Дополнительное изменение удельной площади поверхности теплообмена обусловлено уменьшением проходного сечения труб при их деформации на линии подачи фреона.

2. Разработана модель потери работоспособности испарителя, отличающаяся учетом условий возникновения дефекта в виде локальной деформации теплообменных труб в вальцовочном соединении с трубной решеткой и его развития при замерзании теплоносителя, вызванного понижением температуры кипения фреона при уменьшении удельной поверхности теплообмена.

3. В результате проведенных расчетно-экспериментальных исследований получена зависимость изменения параметров дефекта в виде локальной деформации от числа циклов заморозки. Установлено, что деформация теплообменных труб при заморозке теплоносителя в объеме радиального зазора достигает критических размеров, приводящих к разгерметизации за 78±8 циклов наморозки.

4. Предложены изменения в руководящие документы в части восстановления работоспособности испарителя с заменой метода исключения труб из процесса теплообмена "отглушением" на метод установки трубных вставок меньшего диаметра. В целях недопущения дальнейшего развития локальных деформаций в процессе эксплуатации, а также предпосылок их возникновения на этапе изготовления, предложен способ защиты от коррозии и восстановления поверхностей теплообменника, позволяющий устранять радиальные зазоры, в которых застаивается теплоноситель, путем нанесения покрытия на основе жидких реакционноспособных олигомеров или мономеров.

Библиографический список

1. **Спирягин В.В.** Анализ технического состояния металлоконструкций систем охлаждения ракетной техники, способов оценки и продления сроков их службы // Деформация и разрушение материалов и наноматериалов: сб. материалов VII Международной конференции. М.: ИМЕТ РАН. 2017. С. 742—744.
2. **Спирягин В.В., Меделяев И.А., Кобзев И.В., Кончаков Н.И.** Исследование напряженно-деформированного состояния медных труб при их развальцовке в отверстия трубных решеток теплообменных аппаратов и воздействии эксплуатационных нагрузок // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2019. Т. 20. № 3. С. 134—141.
3. **Котзаогланиан П.** Пособие для ремонтника. Справочное руководство по монтажу, эксплуатации, обслуживанию и ремонту современного оборудования холодильных установок и систем кондиционирования. М.: Остров, 2007. 826 с.
4. **Татаренко Ю.В.** Введение в математическое моделирование характеристик паровых компрессорных холодильных машин: учеб.-метод. пособие. СПб.: Университет ИТМО; ИХиБТ, 2015. 100 с.
5. **Зайцев В.П.** Холодильная техника: учеб. пособие. М.: Книга по требованию, 1963. 363 с.
6. **Курылев Е.В., Ососновский В.В., Румянцев Ю.Д.** Холодильные установки. М.: Политехника, 2002. 576 с.
7. **Дворкин Л.И., Дворкин О.Л.** Основы бетоноведения. СПб.: Строй-Бетон, 2006. 689 с.
8. **Выровой В.Н., Суханов В.Г., Закорчемная Н.О., Непомнящий А.Н.** Сопротивление морозному разрушению бетонов для дорожного покрытия // Вестник Одесской государственной академии строительства и архитектуры. 2015. Вып. 58. С. 88—96.
9. **Заявка** на регистрацию программы для ЭВМ № 2019614147 Российская Федерация. Программа моделирования потери работоспособности испарителя / В.В. Спирягин; заявитель В.В. Спирягин. 2019.
10. **Технология** ремонта и восстановления трубок теплообменного оборудования / В.В. Спирягин и др. // Ремонт. Восстановление. Модернизация. 2019. № 3. С. 11—16.
11. **Заявка** на изобретение № 2018117167 РФ, МПК B05C 7/06, B05C 7/08, B05D 7/22, B05B 13/06. Способ защиты от коррозии и восстановления поверхностей теплообменника / Спирягин В.В., Панкин Д.А., Чмыхало А.И., Челноков А.В.; заявитель и правообладатель ВА РВСН. 2018.

УДК 621.891.012+06

В.В. Авилов, Е.И. Лунева, С.А. Воляник, М.А. Савенкова, А.П. Сычев, *канд. физ.-мат. наук*
(Ростовский государственный университет путей сообщения)
E-mail: aleks_sap@mail.ru

Фосфоромолибдат натрия — полимерная присадка для железнодорожных смазок*

Представлены результаты триботехнических испытаний пластичных железнодорожных смазок с присадкой $NaPMoO_6$. Уменьшение пятен износа и снижение шероховатости поверхности металла трибосопряжений вызвано адсорбцией цепочек $NaPMoO_6$, образующихся при раскрытии триметафосфоромолибдатных циклов.

The results of tribotechnical tests of railway greases with additive $NaPMoO_6$ are presented. Reduction of wear spots and smoothing rough edges of metal friction units is caused by the adsorption of the chains $NaPMoO_6$ generated during opening trimethophosphoromolybdate cycles.

Ключевые слова: пластичные железнодорожные смазки, присадка фосфоромолибдата натрия, микрорельеф, пятно износа, шероховатость поверхностей трибосопряжений.

Keywords: plastic railway greases, phosphoromolybdate sodium additive, micro relief, spot of wear, roughness of surfaces of friction units.

Создание эффективных смазочных материалов, существенно снижающих износ трибосопряжений, экономичных и ресурсоспособных, экологически безопасных — одна из важнейших задач современной техники. Менее затратный и достаточно оптимальный путь — улучшение триботехнических характеристик уже используемых смазочных материалов введением в них различных присадок [1].

Значительная доля противоизносных и противозадирных присадок для пластичных смазочных материалов приходится на различные органические соединения. Такими соединениями в основном являются сера и фосфорсодержащие вещества: бис-(алкилбензил) дисульфид, трикрезилфосфат, диалкилтиофосфаты и арилдитиофосфаты бария, цинка [2].

Однако в жестких режимах эксплуатации, вызванных повышенными нагрузками и высокими скоростями железнодорожного транспорта, молекулы этих присадок в процессе термоокислительной деструкции распадаются, инициируя различные химические реакции в масляной основе, которые ухудшают эксплуатационные свойства, загрязняют окружающую среду, способствуют проявлению коррозионной активности.

Эти негативные процессы в конечном итоге приводят к существенным экономическим потерям.

Альтернативными соединениями в качестве противоизносных и противозадирных присадок могут служить полимерные неорганические фосфаты, способные растворять оксиды некоторых *d*-элементов: фосфоромолибдаты и фосфоровольфраматы лития и натрия [3]. Установлено, что полимерные фосфоромолибдаты термостойки в области высоких температур 600...1000 °С, стехиометричны без потери пентаоксида фосфора, совместимы с нефтяной масляной основой пластичных смазок, что является необходимым условием использования данных соединений в качестве присадок к смазочным материалам [4].

* Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и ОАО "РЖД" в рамках научных проектов № 18-58-00026 и № 17-20-03176.

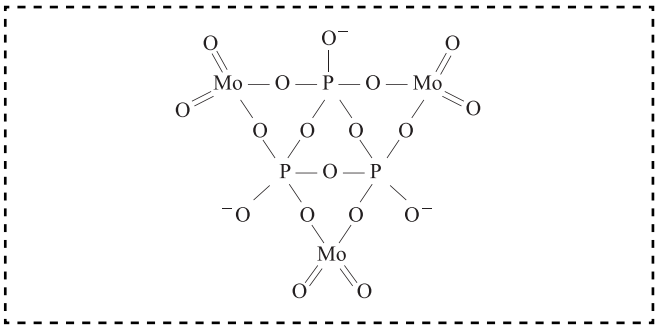


Рис. 1. Структура циклического триметафосфатного аниона $(P_3O_9)^{3-}$

В данном исследовании присадкой к пластичным смазкам ЛЗ-ЦНИИ и ЦИАТИМ-201 выбрали фосфоромолибдат натрия $NaPMoO_6$. Фосфоромолибдат натрия по данным ИК-спектроскопии и хроматографического анализа, проведенного параллельно на кислом и щелочном растворителях, относится к кольцевым гетерополифосфатам, гетероанион которого является циклическим триметафосфатным анионом $(P_3O_9)^{3-}$ (рис. 1).

Массовая доля в указанных смазочных средах фосфоромолибдата натрия 3 %.

Проведены стандартизированные испытания по определению пятна износа пластичных смазок ЛЗ-ЦНИИ и ЦИАТИМ-201 и тех же пластичных смазок с присадкой фосфоромолибдата натрия на четырехшариковой машине трения ЧТМ-1 при нагрузке 196 Н и скорости вращения 1400 мин$^{-1}$ в течение 60 мин. Результаты триботехнических испытаний приведены в табл. 1 и на рис. 2.

Диаметр пятна износа с присадкой $NaPMoO_6$ в ЛЗ-ЦНИИ уменьшился на 10 %, а в ЦИАТИМ-201 с той же присадкой — на 20 %.

Уменьшение диаметра пятна износа свидетельствует о способности $NaPMoO_6$ образовывать на металле поверхностей трибосопряжений защитные антифрикционные пленки вторичных структур, обеспечивающих смазочное действие.

Шероховатость образцов изучали с помощью комплекса Zygo NewView 600, который измеряет шероховатость поверхностей в интервале от 5 до 150 мкм, анализирует топографию и микроструктуру поверхностей в трех измерениях [5] (табл. 2).

Измеряемые параметры шероховатости:

Pv — расстояние между линией выступов и линией впадин, т.е. между наибольшим пиком и наибольшей впадиной на базовой линии плоскости;

RMS — среднеквадратичная шероховатость поверхности, определяющая среднеквадратич-

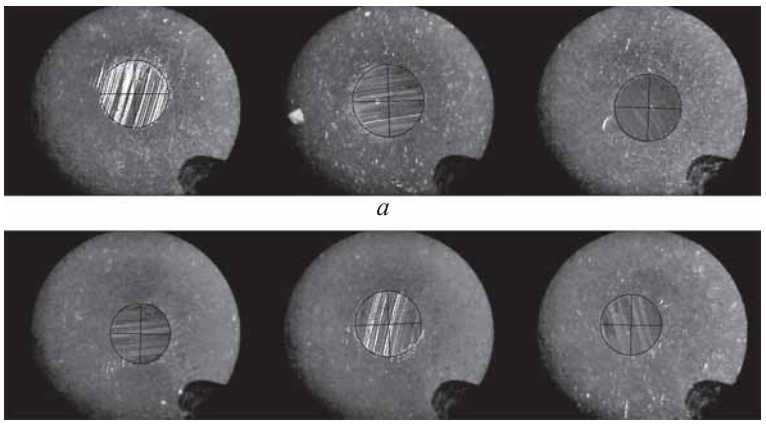


Рис. 2. Диаметр пятна износа с присадкой $NaPMoO_6$:
а — ЛЗ-ЦНИИ; *б* — ЦИАТИМ-201

Таблица 1

Значения диаметров пятен износа

Испытуемая среда	Диаметр пятна износа, мм			
	Измеренный			Среднее значение
ЛЗ-ЦНИИ	0,565	0,560	0,585	0,570
ЛЗ-ЦНИИ + $NaPMoO_6$	0,516	0,530	0,507	0,517
ЦИАТИМ-201	0,570	0,563	0,607	0,580
ЦИАТИМ-201 + $NaPMoO_6$	0,456	0,468	0,462	0,462
Примечание. Массовая доля $NaPMoO_6$ — 3 %.				

Таблица 2

Параметр шероховатости поверхности пятен износа, мкм

Испытуемая среда	*Pv*	*RMS*	*Ra*
ЛЗ-ЦНИИ + $NaPMoO_6$	8,236	1,270	1,065
	6,0998	1,180	1,003
	6,045	1,137	0,972
ЦИАТИМ-201 + $NaPMoO_6$	7,032	1,075	0,855
	8,358	1,302	1,079
	6,922	1,158	0,942
Примечание. Массовая доля $NaPMoO_6$ — 3 %.			

ное отклонение профиля поверхности относительно базовой линии,

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{n=1}^{N} r_n^2};$$

Ra — средняя шероховатость, определяемая как среднее арифметическое отклонение профиля от средней наклонной прямой или плоскости, проведенной методом наименьших квадратов [6]; определяется по площади отклонения профиля шероховатости относительно средней прямой (или плоскости), деленной на общую длину базовой линии:

$$Ra = \frac{1}{L}\int_0^L |r(x)|\,dx,$$

где L — базовая длина;

r — отклонение профиля.

Так как надежность, работоспособность и ресурс деталей машин и механизмов определяются качественным состоянием поверхностного слоя, то можно сделать вывод о защитном действии присадки $NaPMoO_6$ на микрорельеф поверхностей трения. Данные трибологических испытаний показывают, что происходит передеформирование микронеровностей, сглаживание шероховатостей, сопровождающееся образованием плосковершинного микрорельефа на поверхностях трения. Протекание указанных процессов вызвано адсорбцией на стальных поверхностях, покрытых оксидной пленкой цепочек фосфоромолибдата натрия, образующихся при раскрытии триметалфосфоромолибдатных циклов (рис. 3). Возможно также поглощение кислорода и при встраивании фрагментов фосфоромолибдатной цепи в оксидную пленку [3].

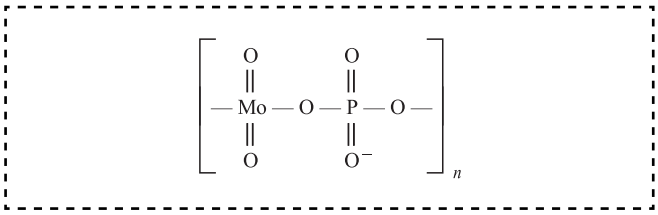


Рис. 3. Линейная структура присадки с поглощением кислорода из смазочной среды [7]

Библиографический список

1. **Колесников В.И.** Теплофизические процессы в металлополимерных трибосистемах. М.: Наука, 2003. 280 с.
2. **Топлива,** смазочные материалы, технические жидкости: справочник // под ред. В.М. Школьникова. М.: Техинформ. 2007. 384 с.
3. **Колесников В.И., Мигаль Ю.Ф., Савенкова М.А., Солодовникова Д.Н.** Взаимодействие молекул фосфорсодержащих неорганических присадок с поверхностью железа: квантово-химический анализ // Вестник РГУПС. 2013. № 3 (51). С. 153—160.
4. **Фосфоромолибдат** кобальта — новая присадка к смазочным материалам / В.И. Колесников и др. // Вестник РГУПС. 2016. № 2 (62). С. 8—12.
5. **Zygo NewView 600.** Microscope Application Manual [Электронный ресурс]. URL: http://manualzz.com
6. **Лунева Е.И., Авилов В.В., Савенкова М.А., Мясникова Н.А.** Трибологическое исследование смазочных масел с присадкой фосфоромолибдата кобальта (II) // Труды Междунар. науч.-практич. конф. "Транспорт-2015". Ч. III. Ростов н/Д. 2015. С. 188—190.
7. **Мигаль Ю.Ф., Савенкова М.А., Мижирицкая С.К.** Квантово-химический анализ адсорбции гетерополифосфатов на поверхности железа // Труды Всероссийской научно-практич. конф. "Транспорт-2009". Ч. 1. Ростов н/Д. 2009. С. 411—413.

УДК 517.9

Т.М. Низамаев, С.В. Кузнецов, *д-р физ.-мат. наук*
(МГСУ, Институт фундаментального образования)
E-mail: nizamayevt@bk.ru

Анализ конечно-элементного моделирования распространения поверхностных волн частного случая задачи Лэмба

Рассмотрено экспериментальное компьютерное моделирование частного случая задачи Лэмба, когда по упругому полупространству движется пара сосредоточенных нагрузок. Проанализирована деформация поверхности с помощью серии точек, которые расположены перпендикулярно к оси движения нагрузок. Данный случай задачи Лэмба не поддается численному моделированию, поэтому использованы комплексы, в которых реализовано компьютерное конечно-элементное моделирование. Изучено изменение колебаний точек поверхности в зависимости от скорости движения нагрузок и расстояния между ними.

Подобраны оптимальное расстояние и скорость движения нагрузок для анализа уменьшения поверхностных колебаний, так как данная задача на практике является демонстрацией распространения волнового поля от транспортного потока.

Experimental computer simulation of a particular case of the Lamb problem is considered, when a pair of concentrated loads moves along an elastic half-space. The surface deformation is analyzed using a series of points that are perpendicular to the axis of motion of the loads. This case of the Lamb problem is not amenable to numerical simulation, there fore complexes using in which computer-aided finite element modeling is implemented. The change in the oscillations of surface points depending on the speed of movement of loads and the distance between them was studied.

The results are presented in the form of a series of graphs that allow you to choose the optimal distance and speed of movement of loads for analyzing the reduction of surface oscillations, since this task in practice is a demonstration of the propagation of the wave field from the transport stream.

Ключевые слова: задача Лэмба, распространение волнового поля, колебание точки, подвижные нагрузки, сейсмический барьер, зона тени, пустотелая траншея.

Keywords: Lamb problem, wave field propagation, point oscillation, moving loads, seismic barrier, shadow zone, hollow trench.

Согласно работам Ю.Д. Каплунова численное решение случая с одной сосредоточенной подвижной нагрузкой существенно зависит от ее скорости движения. Поэтому рассматривали четыре скоростных режима, которые подобраны в зависимости от характеристик среды. **Цель работы** — демонстрация качественных изменений колебаний поверхности в зависимости от расстояния и скорости движения сосредоточенных нагрузок.

Начальные условия для трехмерного компьютерного моделирования

Лэмб в работе [2] рассмотрел задачу о динамическом воздействии сосредоточенной силы на полупространство и полуплоскость. Им получены интегральные уравнения для определения распространения колебаний по поверхности. Особым классом задачи Лэмба являются случаи, когда нагрузка движется равномерно и сосредоточенная сила предполагается постоянной [3, 4]. Решение при учете подвижности рассматриваемой нагрузки приводит к новому классу нестационарных задач. Ю.Д. Каплунов исследовал случай движения нагрузки с постоянной скоростью и выявил случаи бесконечных разрывов вертикальных перемещений, когда нагрузка движется со скоростью волн Рэлея [1].

Для частного случая задачи Лэмба рассмотрена пара движущихся нагрузок с постоянной скоростью и фиксированным расстоянием между ними. Нагрузки движутся по упругому полупространству со следующими характеристиками:

$$\rho = 1;\ \nu = 0;\ E = 1,$$

где ρ — плотность; ν — коэффициент Пуассона; E — модуль Юнга.

В 1885 г. Рэлей открыл волну, скорость распространения которой меньше скорости поперечной объемной волны и которая распространяется по границе упругого полупространства с вакуумом или воздухом. Рэлей для определения скорости поверхностной волны получил полином шестой степени:

$$\eta^6 - 8\eta^4 + 8\left(3 - 2\xi^2\right)\eta^2 - 16\left(1 - \xi^2\right) = 0,$$

где $\eta = c/c_p$;

$\xi = c_s/c_p$;

c_s, c_p — фазовые скорости продольных и поперечных волн.

Корни данного полинома определяют скорость движения рэлеевских волн в изотропной среде (формула Бергмана—Викторова):

$$c_R = \frac{0,87 + 1,12\nu}{1 + \nu} c_s.$$

Для определения остальных видов волн используют формулы:

скорость поперечной волны

$$c_p = \sqrt{\frac{E(1 - \nu)}{\rho(1 + \nu)(1 - 2\nu)}};$$

скорость продольной волны

$$c_s = \sqrt{\frac{E}{2\rho(1 + \nu)}}.$$

При моделировании рассмотрим следующие скоростные диапазоны движения пары нагрузок по поверхности (v — скорость движения пары нагрузок):

Дозвуковая скорость $v < c_R$ 0,6
Первый сверхзвуковой диапазон $c_R < v < c_s$. 0,69
Второй сверхзвуковой диапазон $c_s < v < c_p$. 0,85
Третий сверхзвуковой диапазон $c_p < v$. 1,1

Все расчеты и экспериментальное моделирование проводили в программном комплексе Abaqus, в котором реализован метод конечных элементов. Данный комплекс выявляет деформации на поверхности полупространства с учетом подвижности нагрузок и их расстояния.

Схема построенной пространственной модели представлена на рис. 1.

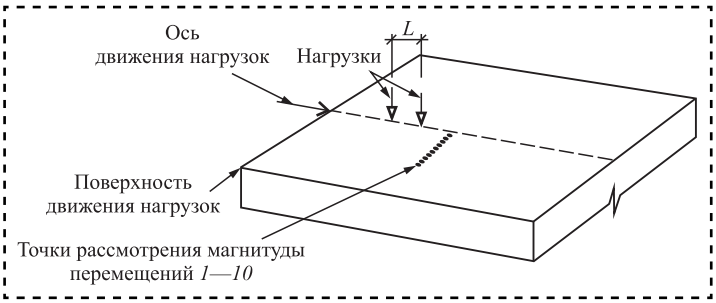


Рис. 1. Схема трехмерной модели

Рассмотрим деформацию поверхности в виде вертикальных колебаний серии точек, которые расположены перпендикулярно к оси движения нагрузок. Рассматриваемый временной период, равный 30 с, подобран таким образом, чтобы проследить пиковые значения большинства точек из серии.

Деформация поверхности в зависимости от скорости движения сосредоточенных нагрузок

Для анализа принимаем расстояние между движущимися нагрузками $L = 2,4$ (рис. 2).

Серьезных различий в колебаниях не наблюдали при сравнении графиков первых двух скоростных режимов: дозвуковая скорость и первый сверхзвуковой диапазон.

Более наглядные изменения начинают прослеживаться, когда скорость движения нагрузок становится выше, чем скорость распространения поперечных волн, что приводит к резкому увеличению магнитуд колебаний всего волнового поля. Для наглядности выделили вертикальные перемещения первой точки из серии и составили общий график (рис. 3 на стр. 4 обложки).

Характер колебания точки меняется с изменением скорости движения пары нагрузок. С увеличением скорости движения нагрузок увеличивается максимальная магнитуда колебаний и скорость движения волнового поля тоже соответственно увеличивается.

Деформация поверхности в зависимости от расстояния между сосредоточенными нагрузками

При нескольких подвижных нагрузках следует учитывать расстояние между ними и изменение магнитуды колебаний поверхности при изменении данной величины. Для анализа влияния расстояния между нагрузками принят диапазон от 0,5 до 5 с шагом в 0,5 и построены графики для каждого скоростного режима (рис. 4 на стр. 4 обложки).

Графики изменения магнитуды колебаний рассматриваемой точки с увеличением рассто-

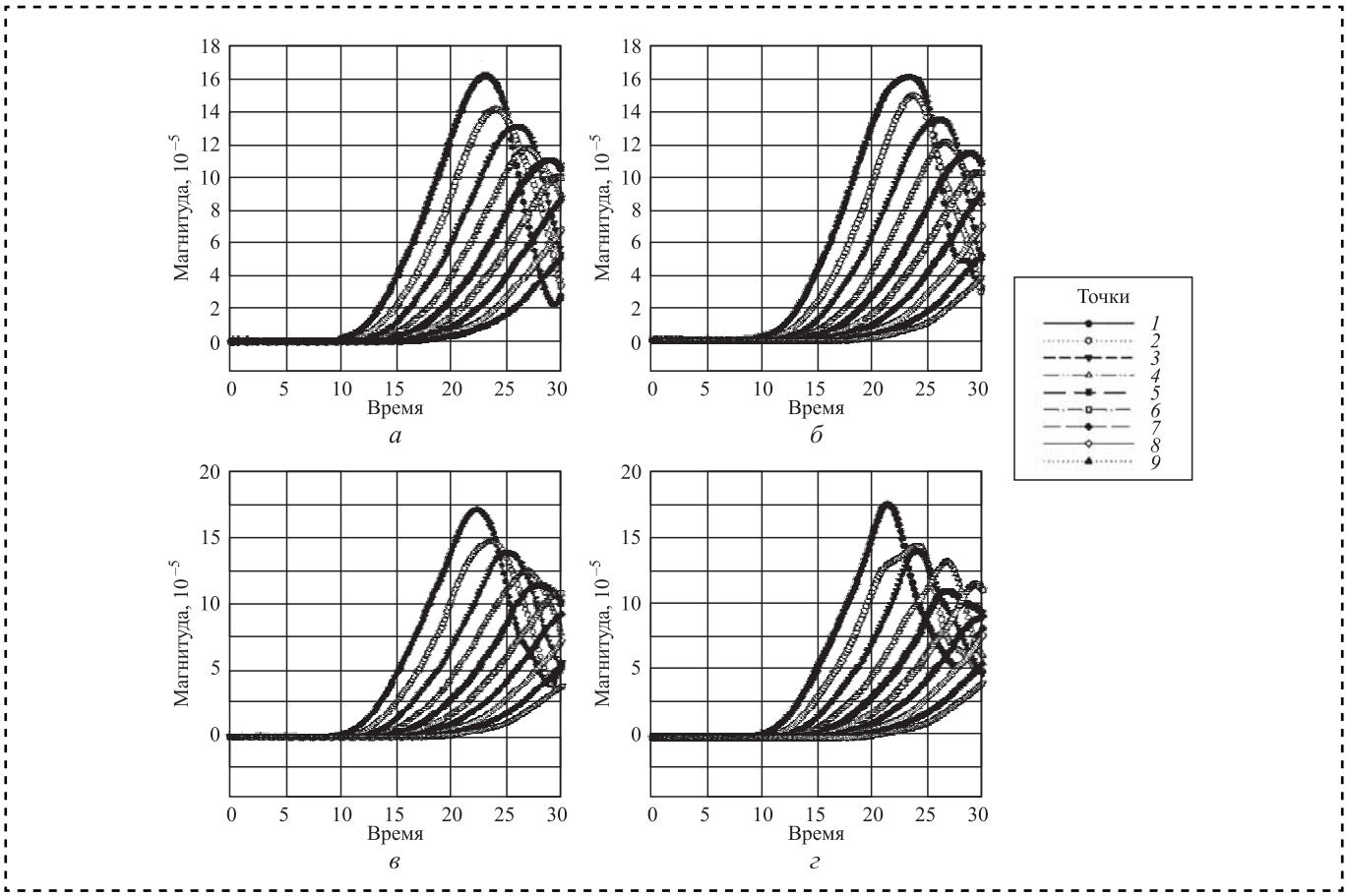


Рис. 2. Магнитуды колебаний точек анализа при различных скоростях движения нагрузок:
а — v = 0,6; *б* — v = 0,69; *в* — v = 0,85; *г* — v = 1,1

яния между нагрузками демонстрирует, как в данных условиях выделяются колебания, возбуждаемые волнами Рэлея между первой и второй нагрузками. При сильном сближении нагрузки образуют одно волновое поле и их магнитуды колебаний и скорости распространения поля накладываются друг на друга.

При движении со скоростью, не превышающей скорость распространения волн Рэлея, перед подвижной нагрузкой возникает фронт волны, который необходимо учитывать при выборе расстояния между нагрузками.

Выводы

При снижении скорости движения нагрузок и увеличении расстояния магнитуда колебаний, а следовательно и деформация поверхности, снижаются, но характер колебаний изменяется в сторону двух максимальных точек магнитуды колебаний. Каждая точка — это волна Рэлея, которая достигла точки анализа и принадлежит каждой нагрузке по отдельности.

При сверхскоростном режиме v = 1,1 подвижные нагрузки преодолевают скорость распространения поперечной волны, а следовательно и волновой фронт, который образуется от их движения. По этой причине при увеличении расстояния между нагрузками график колебаний не показывает выраженную картину нескольких максимальных магнитуд колебаний, как в предыдущих скоростных режимах, поэтому увеличение расстояния ведет к ситуации, когда колебание поверхности сложнее всего предсказать и проанализировать.

Библиографический список

1. **Каплунов Ю.Д.** Нестационарная динамика упругой полуплоскости при действии подвижной нагрузки. М.: Институт проблем механики АН СССР, 1986. 54 с.

2. **Lamb H.** On the propagation of Tremors over the Surface of an Elastic Solid // Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Ser. A. 1904. Vol. 203. P. 1—42.

3. **Барпиев А.** Распространение волн в полупространстве, возбужденных подвижной нагрузкой, бегущей по его границе со сверхзвуковой скоростью // Динамика жидкости, газа и плазмы: сб. научн. тр. Фрунзе, 1982. С. 30—32.

4. **Mitra M.** Note on the disturbance produced in an elastic half-space by transient pressure applied over a portion of the boundary // Proc. Nat. Inst. Sci. India. 1962. A28. No. 1. P. 199—205.

УДК 521.892

Ю.Н. Лернер, *канд. техн. наук (Израиль)*

О скольжении скачками

Исследовано электрическое контактное сопротивление скрещенных металлических образцов в статике, предварительном смещении и скольжении. Выявлено увеличение сопротивления при скольжении и уменьшение сопротивления при покое. Объяснено неравенство трения покоя и трения скольжения.

This is a study of the electric surface resistance of crossed metal samples in static, previousli shifted, and sliding modes. An increase in the resistance was discovered for the sliding mode. An explanation is also given to the inequality between static and dynamic friction.

Ключевые слова: электрическое контактное сопротивление, хемосорбция кислорода, трение.

Keywords: electrical contact resistance, oxygen chemisorption, friction.

Проведем эксперимент: положим на горизонтальную плиту груз и начнем двигать его вдоль плиты, предварительно разместив между грузом и точкой приложения силы пружину. Груз будет скользить не непрерывно, а с остановками. Этот легко воспроизводимый эксперимент свидетельствует, что при сравнительно небольшой скорости кинетическое трение меньше статического. В работе [1] это явление названо скольжением скачками. Там же высказано предположение: скольжение скачками вызвано ползучестью, в результате которой площадь контакта со временем увеличивается, а также упрочнением поверхности вследствие диффузии. Скольжение скачками обнаруживается при контакте самых разных веществ [2]. Это явление можно объяснить процессами, происходящими в адгезионных кислородных монослоях при трении.

Известно, что различные вещества адсорбируют на поверхности кислород: на благородных металлах — это физическая адсорбция со сравнительно слабыми силами Ван-дер-Ваальса, на обычных металлах, а также на других веществах — это хемосорбция с более сильными ионными связями. Суммарная толщина двух монослоев кислорода, расположенных между контактирующими телами, равна 0,5 нм [3]. Адгезионные монослои непосредственно вовлечены в процесс трения.

Методика проведения эксперимента и полученные результаты

Процессы в адгезионных монослоях исследованы путем измерений электрического контактного сопротивления R, которое состоит из сопротивления стягивания $R_с$ и туннельного сопротивления $R_т$. Сопротивление стягивания вызвано сужением линий тока на фактическом пятне касания. Туннельное сопротивление вызвано прохождением тока через непроводящую адгезионную пленку с помощью туннельного эффекта. Измеренные значения R сравнивали с результатами вычислений.

В случае круглого пятна касания контактное сопротивление [3]:

$$R = \rho/2a + \sigma/\pi a^2, \qquad (1)$$

где ρ — удельное электрическое сопротивление;

a — радиус пятна касания;

σ — удельное туннельное сопротивление.

Значение σ зависит от толщины адгезионной пленки. Для двух монослоев кислорода $\sigma = (0{,}5...1{,}2)\cdot 10^{-6}$ Ом·мм^2 [3]. При увеличении толщины пленки до 1 нм σ возрастает в 10^3—10^4 раз. Радиус пятна касания при упругом контакте вычисляли по формулам контактных напряжений Г. Герца.

Очищенные от загрязнений образцы для исследований обеспечивали устойчивый контакт при нагрузках 0,001 Н. Для увеличения доли $R_т$ в величине R использованы сплавы с низким сопротивлением.

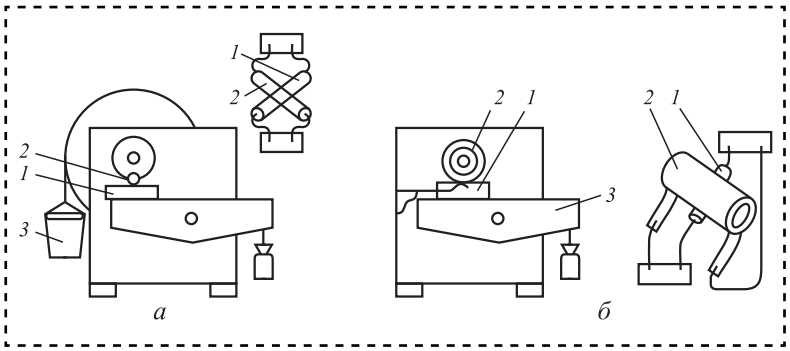


Рис. 1. Установка для исследования контактного сопротивления в режимах предварительного смещения (*а*) и скольжения с остановками (*б*):
1, *2* — исследуемые образцы; *3* — емкость для воды, создающей тангенциальную силу

Установки для исследований оснащены источниками постоянного тока и измерителями напряжения (рис. 1).

На рис. 2, *а* приведена диаграмма $R = f(t)$ образцов диаметром 1 мм из состаренной бериллиевой бронзы (HV = 4 ГПа) при покое и ступенчатом возрастании тангенциальной силы от нуля до силы трения покоя. Участок *0—1* диаграммы свидетельствует о плавном уменьшении R при $P = \text{const}$ ($P = 0{,}1$ Н). Точки *0*, *1*, *2* соответствуют моментам соприкосновения, начала роста тангенциальной силы и перехода к скольжению. На участках *1—a*, *b—c*, *d—2* тангенциальная сила равномерно возрастает. На участках *a—b*, *c—d* она не меняется. На всех участках диаграммы имеет место упругая деформация. Поэтому уменьшение R на участках *0—1*, *a—b* и *c—d* вызвано асимптотическим уменьшением туннельного сопротивления. В случае хемосорбции кислорода туннельное сопротивление уменьшается как при соприкосновении образцов, так и при приложении тангенциальной силы. Вычисления по рис. 2 с учетом формулы (1) дают значения $R_с$ и $R_т$ приблизительно по 4 мОм.

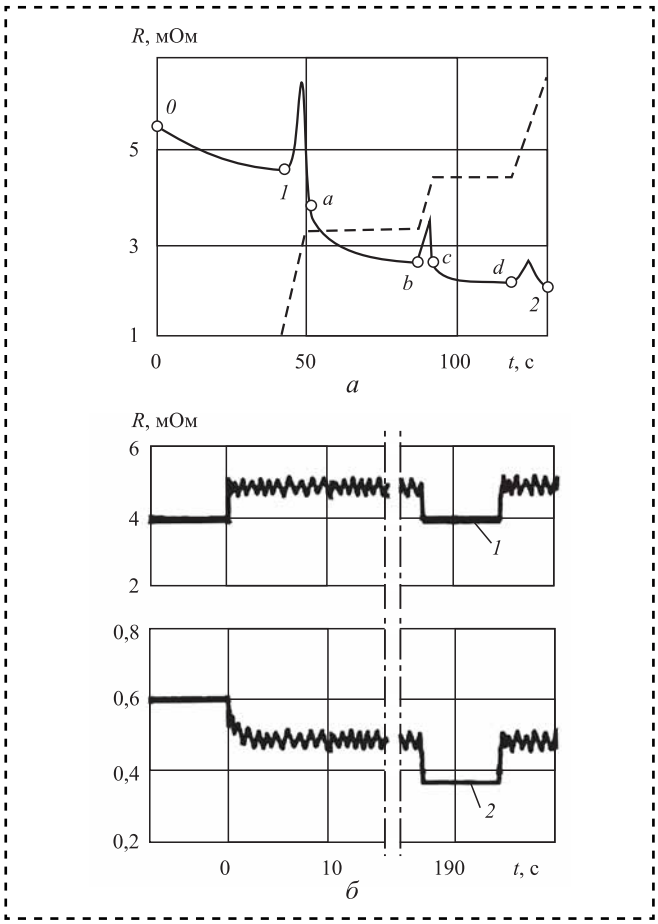


Рис. 2. Диаграммы $R = f(t)$:
а — бериллиевой бронзы; *б* — сплава золото—медь по цилиндру из бериллиевой бронзы

На рис. 2, *б* изображена диаграмма $R = f(t)$ при скольжении образца диаметром 0,8 мм из сплава золото—медь (HV = 2,4 ГПа, $E = 10{,}7$ ГПа, $\rho = 1{,}4 \cdot 10^{-4}$ Ом·мм) по вращающемуся цилиндру диаметром 13 мм из бериллиевой бронзы. Скорость вращения — 80 мин$^{-1}$ при $P = 0{,}01$ и 0,3 Н. Образцы начинали вращаться через 1 мин после соприкосновения. В какой-то момент вращение прерывалось на несколько секунд. Диаграмма *1* свидетельствует об упругом контакте; *2* — о пластическом контакте в начальной стадии и переходе к упругому контакту. Контактное сопротивление при скольжении больше, чем при остановках. Причина этого в увеличении туннельного сопротивления при скольжении.

Результаты исследований R в статике, при предварительном смещении и скольжении позволяют сделать вывод об изменении толщины хемосорбированного кислородного слоя при переходе от покоя к скольжению. Изменение толщины слоя усиливает или ослабляет взаимодействие противоположных электронов на поверхности раздела. Это приводит к некоторому изменению силы трения. При вакуумировании кислорода трение в 2—3 раза увеличивается [1].

Библиографический список

1. **Bowden F.P., Tabor D.** The Friction and Lubrication of Solids // Oxford. Universiti Press, 2001.
2. **Berger T.V., Caroli C., Ronsin O.** Self-heating slip pulses along a gel/glass interface // Phys. Rev. Lett. 88. 075509. Issue. 7. 2002.
3. **Holm R.** Electrical Contacts. Springer. 2000.

УДК 539.21:539.621

М.В. Ноженков *(ЗАО "Техном-Т", Москва)*
E-mail: technomt@technom-t.ru

Исследование подобия гравитационных и дисперсионных сил как возможности бесконтактной передачи взаимодействия*

Рассмотрено явление подобия гравитации и дисперсионных сил. Установлено подобие между взаимодействиями. Исследована возможность бесконтактной передачи взаимодействий между диссипативными системами. Обнаружен ряд подобных явлений (бесконтактная передача энергии импульса или информации), определены критерии подобия как соотношение количества двух фаз (в виде потоков частиц) с различными свойствами.

The phenomenon of similarity of gravity and dispersion forces is considered. A similarity between interactions has been established. The possibility of contactless transmission of interactions between dissipative systems is investigated. A number of similar phenomena were detected (contactless transfer of pulse energy or information), the similarity criteria were determined as a ratio of the number of two phases (in the form of particle flows) with different properties.

Ключевые слова: покрытия, частица, атом, рост кристаллов, сверхнизкое трение, сверхпроводимость, сверхтекучесть, квантовые потоки, диссипация энергии, подобие.

Keywords: coatings, particle, atom, crystal growth, superlow friction, superconductivity, superfluidity, quantum flows, dissipation of energy, similarity.

Гравитация (притяжение, всемирное тяготение) — универсальное фундаментальное взаимодействие между всеми материальными телами в приближении малых (по сравнению со скоростью света) скоростей и слабого гравитационного взаимодействия описывается теорией тяготения Ньютона, в общем случае теорией относительности Эйнштейна. В квантовом пределе гравитационное взаимодействие предположительно должно описываться квантовой теорией гравитации, которая еще не разработана.

Между телами возникают дисперсионные силы, а также подобные им силы гравитационного притяжения. Молекулы вещества состоят в том числе и из спутанных и спаренных частиц. Такие молекулы поляризуются под влиянием диполей друга.

Например, получение легированных веществ ведет к увеличение периода решетки дихалькогенидов Me—X (Me — металл; X — халкоген) типа MoS_2, что приводит к уменьшению силы притяжения типа гравитации. Тем самым возникает явление сверхнизкого трения (СНТ). То есть легирование приводит к изменению кристаллической структуры и свойств дихалькогенидов и получению других необычных явлений типа уменьшения силы гравитации между поляризованными молекулами в соседних телах.

Дисперсионные силы (дисперсионное притяжение, лондоновские дисперсионные силы притяжения, LDF) — силы мгновенного (с очень высокой частотой колебаний $\omega_{де} = 2\pi/t_{де} = 4{,}878250 \cdot 10^{-21}$ с$^{-1}$) и индуцированного электростатического (наведенного) притяжения диполей электрически нейтральных атомов или молекул, возникающие как взаимодействие притяжения.

Действие силы тяжести на движущееся тело определяет величину диссипации при движении.

Диссипация энергии (лат. *dissipatio* — рассеяние) — переход части энергии трения упорядоченных процессов движущегося тела в теплоту. Энергия электрического тока определяет силу сопротивления перемещению.

* По материалам доклада на конференции "Трибология — машиностроению-2018".

Диполи, полученные из парных и спутанных частиц, взаимодействуют в виде молекул вещества [4—10].

В ряде работ [1—11, 37, 38] обнаружено подобие явлений (бесконтактной передачи энергии, импульса и информации через среду) и определены критерии подобия как соотношение количества двух фаз (в виде потоков частиц) с различными свойствами.

Цель работы — установление подобия между взаимодействиями и исследование возможности бесконтактной передачи взаимодействий между диссипативными системами.

При фазовых переходах с превышением критической плотности потока векторных полей плотности среды создается возможность управления диссипативными системами бесконтактным способом через среду.

Современные исследования возможностей бесконтактной передачи энергии взаимодействий через среду определены соответствующим развитием отраслей промышленности и физико-механическими свойствами рабочих узлов и деталей механизмов и машин. Проведены исследования возможностей управления потоками в диссипативных системах [1—11, 37].

Весьма перспективна разработка технологий нанесения покрытий вакуумными ионно-плазменными методами и установление взаимосвязи процессов роста покрытий с формированием заданных свойств. Известно, что свойства веществ во многом определяются кристаллической структурой, которая формируется в процессе его получения.

Представляет несомненный интерес формирование анизотропных слоев вещества с вихревыми потоками веществ, движущихся без диссипации энергии. Такие процессы возможны при выращивании кристаллов в виде слоев в специальных устройствах с заданными параметрами. Вещества с анизотропной структурой обладают рядом необычных свойств и находят применение для получения сверхпроводимости и СНТ [1—11, 37].

Легирование дихалькогенидов переходных металлов приводит к увеличению периода решетки, возникновению явления СНТ и как следствие уменьшению силы гравитации.

Изменение кристаллической структуры при легировании дихалькогенидов подобно гравитационному притяжению, а также силам Ван-дер-Ваальса [19—29].

В ряде работ [3—11, 37] исследовано образование Вселенной как диссипативной системы с угловой частотой вращения частиц электрона $\omega_{де} = 2\pi/t_{де} = 4{,}878250 \cdot 10^{-21}$ с$^{-1}$ за время $t_{де} = r_{де}/c_0 = 0{,}4043913 \cdot 10^{-20}$ с, а парных и спутанных частиц — как фазовый переход из сингулярной системы в современное состояние, а также потоки частиц без рассеяния энергии.

Флуктуационно-диссипативная теорема изучает общие закономерности систем, не находящихся в состоянии термодинамического равновесия [15—16]. В качестве примера флуктуационно-диссипативной теоремы можно привести теорию белого шума Найквиста, а также хаотичное броуновское движение частиц с угловой частотой $4{,}878250 \cdot 10^{-21}$ с$^{-1}$.

Диссипативные системы созданы с возможностью управления векторными потоками, которые участвуют в различных взаимодействиях:

— электромагнитное взаимодействие кулоновского типа;

— межмолекулярные взаимодействия (меньше кулоновского в α раз, α — постоянная тонкой структуры);

— дисперсионное — индукционное взаимодействие возникающих с высокой частотой $\omega_{де}$ частиц с дисперсионным притяжением [30—31]. Дисперсионное притяжение является подобием гравитационного притяжения;

— гравитационное притяжение (отношение кривизны электромагнитного взаимодействия к кривизне среды меньше 10^{-42}; угловая частота вращения электрона $\omega_{де} = 2\pi/t_{де} = 4{,}878250 \cdot 10^{-21}$ с$^{-1}$ при времени $t_{де} = r_{де}/c_0 = 0{,}4043913 \cdot 10^{-20}$ с, P_m — импульс электрона, L_e — спин электрона, v — скорость электрона) (рис. 1).

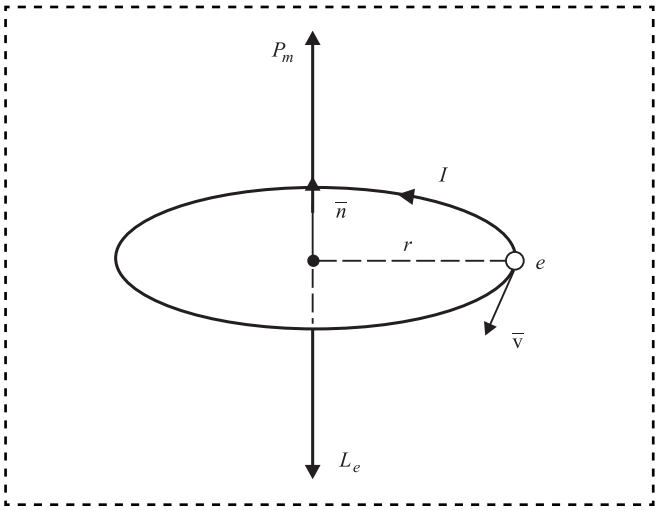


Рис. 1. Собственный момент импульса электрона

Фрикционные испытания

Методики проведения триботехнических испытаний по схеме диск—сфера на установках МПК-1 и УГС-1 предусматривают регистрацию (запись осциллограммы) момента трения и нормальной нагрузки через определенные интервалы, выраженные через циклы касаний (для МПК-1), или по времени с начала испытаний (для УГС-1). По полученным значениям момента трения и нормальной нагрузки определяют коэффициент трения [3—11]:

$$f = M/PR,$$

где P — нормальная нагрузка, Н;

M — момент трения, Н·м;

R — радиус трения, м.

Объем экспериментальной выборки (число повторных испытаний N) определяли в предположении нормального закона распределения среднего значения генеральной совокупности f при постоянном значении дисперсии δ из условия:

$$\left|\bar{f} - \hat{f}_э\right| \leqslant t_p \delta / \sqrt{N},$$

где $\bar{f}$ — среднее значение генеральной совокупности;

$\hat{f}_э = \sum_{i=1}^{N} f_i \Big/ N$ — средневыборочное значение f;

t_p — коэффициент, соответствующий заданной доверительной вероятности p.

При трении упорядоченные потоки вещества легированных дихалькогенидом пластинок движутся друг относительно друга со сверхнизким трением (рис. 2).

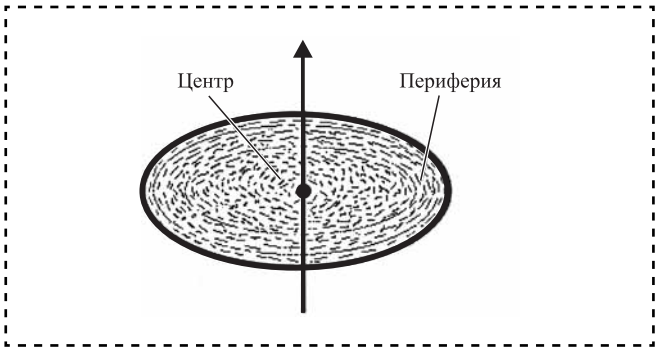


Рис. 2. Рост вихревых кристаллов ионно-плазменных покрытий при распределении по закону косинуса

Легированные и упорядоченные кристаллы позволяют получить меньшую силу гравитации.

Под влиянием диполя полярной молекулы у расположенной в области взаимодействия неполярной молекулы индуцируется притяжение. Природа дисперсионных взаимодействий носит квантомеханический характер и является диполь-дипольным притяжением подобно гравитационному притяжению, однако последнее существенно слабее дисперсионного.

Библиографический список

1. **Булаевский Л.Н.** Сверхпроводимость и электронные свойства слоистых соединений // Успехи физических наук. 1975. Т. 116. С. 449.

2. **Babaev E., Speight M.** Semi-Meissner state and neither type-I nor type-II superconductivity in multicomponent superconductors // Phys. Rev. 2005.B 72. 180502(R).

3. **Moshchalkov V., Menghini M., Nishio T.** Type-1.5 Superconductivity // Phys. Rev. Lett. 2009. 102. 117001.

4. **Ноженков М.В.** Влияние структуры на сверхнизкое трение покрытий, нанесенных ионным распылением // Поверхность. 2015. № 5. С. 100—112.

5. **Ноженков М.В.** Структура и свойства вакуумных ионно-плазменных покрытий // Поверхность. № 1. 2014. С. 54—63.

6. **Nozhenkov M.V.** The ultra-low friction of layer structures // Mechanical Engineering Research. 2013. V. 3. N. 2. P. 73—90.

7. **Nozhenkov M.V.** Superlow interaction in layered structures // Global Journal of Researches In Engineering. 2014. V. 14-A. Issue 2. P. 55—61.

8. **Ноженков М.В.** О слабых взаимодействиях частиц в твердых телах // Наноинженерия. 2012. № 3 (9). С. 41—47.

9. **Ноженков М.В.** Кристаллическая структура и свойства покрытий, наносимых вакуумными ионно-плазменными методами // Упрочняющие технологии и покрытия. 2012. № 9. С. 38—48.

10. **Ноженков М.В.** Потоки подобных частиц без диссипации энергии // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2016. № 5, 6. С. 38—48.

11. **Ноженков М.В.** Квантовые потоки как вихревые сверхструктуры // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2017. Т. 18. № 3. С. 132—144.

12. **Ноженков М.В.** Вихревые потоки в диссипативных системах // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2018. № 2. С. 77—91.

13. **Сосов Е.Н.** Геометрия Лобачевского и ее применение в специальной теории относительности. Казань: КФУ, 2016. 84 с.

14. **Эйнштейн А.** Теория относительности. Ижевск: НИЦ РХД, 2000. 224 с.

15. **Дирак П.А.М.** Релятивистское волновое уравнение электрона // Успехи физических наук. 1979. Т. 129. Вып. 4. С. 681—691.

16. **Куни Ф.М., Щекин А.К., Новожилова Т.Ю.** Соотношения взаимности Онзагера в неравновесной

термодинамике // Вестник Санкт-Петербургского университета. 2005. Сер. 4. Вып. 3. С. 125—129.

17. **Пригожин И., Кондепуди Д.** Современная термодинамика. М.: Мир, 2002. 461 с.

18. **Wollack E.J.** Cosmology: The Study of the Universe. Universe 101: Big Bang Theory. NASA. 2010.

19. **Сажин М.В.** Современная космология в популярном изложении. М.: УРСС, 2002. 240 с.

20. **Веников В.А., Веников Г.В.** Теория подобия и моделирования. М.: Высшая школа, 1984. 439 с.

21. **Савельев И.В.** Курс общей физики. М.: Астрель, 2008. Т. 2. 336 с.

22. **Орир Дж.** Физика. М.: Мир, 1981. Т. 1—2.

23. **Фейнман Р.** Квантовая электродинамика. Новокузнецкий ФМИ, 1998. 216 с.

24. **Фейнман Р., Лейтон Р., Сэндс М.** Фейнмановские лекции по физике. М.: Мир, 1976. 440 с.

25. **Бьёркен Дж.Д., Дрелл С.Д.** Релятивистская квантовая теория. М.: Наука, 1978. Т. 1. 296 с.

26. **Каршенбойм С.Г.** Фундаментальные физические константы: роль в физике и метрологии и рекомендованные значения // Успехи физических наук. 2005. Т. 175. С. 271—298.

27. **Каршенбойм С.Г.** Прогресс в уточнении фундаментальных физических констант: рекомендованные значения КОДАТА 2010 // Успехи физических наук. 2013. Т. 183. С. 935—968.

28. **Ахиезер А.И., Берестецкий В.Б.** Квантовая электродинамика. М.: Наука, 1981. 428 с.

29. **Борн М.** Таинственное число 137* // Успехи физических наук. 1936. Т. XVI. В. 6. С. 697—729.

30. **Каплан И.Г.** Введение в теорию межмолекулярных взаимодействий. М.: Наука, 1982. 312 с.

31. **Бараш Ю.С.** Силы Ван-дер-Ваальса. М.: Наука, 1988. 344 с.

32. **Баргатин И.В., Гришанин Б.А., Задков В.Н.** Запутанные квантовые состояния атомных систем // Успехи физических наук. 2001. Т. 171. № 6. 625 с.

33. **Bell J.S.** On the Einstein — Podolsky — Rosen Paradox // Physics. 1964. 1, 3. P. 195—200.

34. **Einstein A., Podolsky B., Rosen N.** Can Quantum-Mechanical Description of Physical Reality Be Considered Complete? // Phys. Rev. 1935. 47 (10). P. 777—780.

35. **Aspect A., Dalibard J., Roger G.** Experimental test of Bell's inequalities using time-varying analyzers // Phys. Rev. Lett. 1982. 49. P. 1804—1807.

36. **An experimental** test of non-local realism / Gröblacher S. et al. // Nature. 2007. V. 446. P. 871—875.

37. **Aspect A.** Quantum mechanics: To be or not to be local // Nature. 2007. V. 446. P. 866—867.

УДК 536.24.001.573:531.785

Ю.М. Янюшкин, *канд. техн. наук*
(Национальный исследовательский технологический университет Московский институт стали и сплавов)
E-mail: YuryM.Yan@yandex.ru

Решение балансовой задачи контактного теплообмена системы тел: тормозная колодка и вращающийся тормозной диск в процессе торможения

На основе равенства среднеинтегральных контактных температур тормозной колодки и вращающегося тормозного диска определена аналитическая зависимость доли теплоты, поступающей в каждое из тел в зависимости от времени процесса торможения. Полученная зависимость использована для определения контактных температур тел в зависимости от времени.

Analytical dependence of proportion of heat, incoming in each part depending on breaking time, is established on the basis of equilibrium of average integral contact temperature of braking pad and rotating breaking disk. The received dependence is used for determination of contact temperatures of bodies depending on time.

Ключевые слова: контактный теплообмен, температуры, тепловые потоки, процесс торможения.

Keywords: contact thermal exchange, temperatures, thermal streams, process of the braking.

В работе [1] представлено приближенное аналитическое решение математической модели контактного теплообмена системы тел: тормозная колодка и вращающийся сплошной тормозной диск в процессе торможения. Тормозные колодки приложены к боковым

охлаждаемым с коэффициентом теплоотдачи α поверхностям вращающегося с переменной во времени t угловой скоростью $\omega(t)$ цилиндрического диска в пределах радиусов $[R_1, R_2]$ и углом охвата $\varphi \in [0, \beta]$.

Для расчета теплового состояния тормозного узла определяли тепловые потоки $q_1(t)$ и $q_2(t)$, направленные в каждое из тел, т.е. в тормозной сплошной цилиндрический диск и в тормозную колодку, и связанные с полным тепловым потоком контакта $q(t)$ соотношением

$$q(t) = q_1(t) + q_2(t).$$

Для этого решали балансовую задачу определения этих тепловых потоков, поступающих в каждое из контактирующих тел. Один из методов решения балансовой задачи контактного теплообмена — приравнивание среднеинтегральных значений контактных температур каждого из тел [2].

Необходимые краевые условия задачи и температурные функции $\theta_1(\rho, \psi, \mathrm{Fo})$, $\theta_2(\rho, \psi, \mathrm{Fo})$ для контактирующих тел в зоне контакта запишем в безразмерном обобщенном виде [1]:

$$\mathrm{Ki}_1(\mathrm{Fo}) + \mathrm{Ki}_2(\mathrm{Fo}) = \mathrm{Ki}(\mathrm{Fo}); \quad (1)$$

$$\frac{2}{\beta\left(1-\rho_1^2\right)}\int_0^{\beta} d\varphi \int_{\rho_1}^{1} \rho\theta_1\left(\rho,\ \psi,\ \mathrm{Fo}\right) d\rho\Big|_{\psi=\bar{h}} = \theta_2\left(\psi,\ \mathrm{Fo}\right)\Big|_{\psi=0}, \quad (2)$$

при этом условие (1) можно преобразовать, вводя долю теплоты $\Omega_{1,2}$, поступающей в каждое из тел:

$$\Omega_{1,2} = \frac{\mathrm{Ki}_{1,2}(\mathrm{Fo})}{\mathrm{Ki}(\mathrm{Fo})}. \quad (3)$$

Далее

$$\theta_1(\rho,\ \psi,\ \mathrm{Fo}) = \frac{\pi B(\rho)}{\Lambda_1 \bar{h}} \cos\left(\psi\sqrt{\frac{\mathrm{Bi}}{\bar{h}}}\right)\frac{\beta}{2\pi} \times \int_0^{\mathrm{Fo}} \mathrm{Ki}_1(A_1\mathrm{Fo}')e^{-\frac{A_1}{\bar{h}}\mathrm{Bi}(\mathrm{Fo}-\mathrm{Fo}')} d(A_1\mathrm{Fo}') + \mathrm{Ki}_1(A_1\mathrm{Fo})\frac{\beta(1+\rho_1)}{\Lambda_1}\sqrt{\frac{\xi}{\overline{\mathrm{Pe}}(A_1\mathrm{Fo})}} \times \mathrm{ierfc}\left(\frac{\overline{\Psi}}{2}\sqrt{\frac{\overline{\mathrm{Pe}}(A_1\mathrm{Fo})}{\xi}}\right); \quad 0 \leqslant \xi \leqslant 1; \quad (4)$$

$$\overline{\mathrm{Pe}}(A_1\mathrm{Fo}) \to \infty; \quad \mathrm{Fo} \gg \frac{\xi}{\overline{\mathrm{Pe}}(A_1\mathrm{Fo})};$$

$$B(\rho) = \rho\left[1+\left(\frac{2}{\rho}-1\right)\right]^{-\frac{3}{2}}; \quad 0 \leqslant \rho_1 \leqslant \rho \leqslant 1; \quad (5)$$

$$\mathrm{ierfc}(x) = \int_x^{\infty} \mathrm{ierfc}(x)dx = \frac{e^{-x^2}}{\sqrt{\pi}} - x \cdot \mathrm{erfc}(x);$$

$$\mathrm{erfc}(x) = \frac{2}{\sqrt{\pi}}\int_0^{\infty} e^{-x^2}dx;$$

$$\theta_2(\psi, \mathrm{Fo}) = \sum_{n=-\infty}^{\infty}\int_0^{Fo}\frac{\mathrm{Ki}_2\left[A_2(\mathrm{Fo}-\mathrm{Fo}'\right]}{\Lambda_2\sqrt{\pi A_2\mathrm{Fo}'}} \times \exp\left[-\frac{\Psi+2nb}{4A_2\mathrm{Fo}'}\right]d(A_2\mathrm{Fo}'), \quad (6)$$

где $\theta_{1,2} = T_{1,2}/T_{\text{м}}$ — безразмерная относительная температура тел *1*, *2*;

$T_{1,2}$, $T_{\text{м}}$ — текущая и масштабная температуры соответственно, °C;

φ — угловая координата, рад;

$\rho = r/R_2$ — текущая безразмерная радиальная координата;

r, R_2 — текущий и наружный радиусы тормозного диска соответственно, м;

$\rho_1 = R_1/R_2$;

R_1 — радиус диска у внутренней границы тормозной колодки, м;

Ψ — безразмерная осевая координата, $\Psi = z/R_2$;

z — текущая осевая координата, м;

Pe — критерий Пекле, $\mathrm{Pe} = \omega R_2^2/\alpha_1$;

ω — угловая скорость вращения тормозного диска, $\omega = \pi n/30$, мин$^{-1}$;

Fo — критерий Фурье, определяющий безразмерное время процесса, $\mathrm{Fo} = \frac{(a_1+a_2)t}{R_2^2}$;

t — текущее время, с;

a_1, a_2 — коэффициенты температуропроводности тел *1*, *2*, м^2/с;

A_i — относительная температуропроводность тел, $A_i = \frac{a_i}{(a_1+a_2)}$;

Ki — критерий Кирпичева, характеризующий безразмерную интенсивность источника теплоты q, действующего в контактной области соприкасающихся тел *1*, *2*, $\mathrm{Ki} = \frac{qR_2}{\left[(\lambda_1+\lambda_2)T_{\text{м}}\right]}$;

λ_1, λ_2 — коэффициенты теплопроводности тел, Вт/(м·K);

ierfc(x), erfc(x) — кратные функции интеграла вероятности [3];

Λ_i — относительная теплопроводность каждого из тел, $\Lambda_i = \dfrac{\lambda_i}{(\lambda_1 + \lambda_2)}$;

$2h$ — толщина тормозного диска, м;

b — толщина тормозной колодки, м;

$\bar{h} = h/R_2$;

$\bar{b} = b/R_2$;

Bi — критерий Био, $\mathrm{Bi} = \alpha R_2/\lambda_1$;

$\xi = x/L$;

$\bar{\Psi} = z/L$;

L — характерная ширина теплоисточника на торцевой поверхности тормозного диска, $L = \dfrac{(R_1+R_2)\beta}{2}$, м;

$\overline{\mathrm{Pe}}$ — приведенный критерий Пекле, $\overline{\mathrm{Pe}} = \dfrac{\omega R_2 L}{\alpha_1}$.

В выражении (6) с достаточной для практических расчетов точностью можно ограничиться одним членом ряда при $n = 0$.

Среднеинтегральную контактную температуру первого тела $\theta_{\text{ср}1}$ (тормозной диск) с учетом соотношений (2)—(4) запишем в виде

$$\theta_{\text{ср}1} = \Omega_1 \left[\frac{\beta \int\limits_{\rho_1}^{1} B(\rho)\rho d\rho}{\Lambda_1 \bar{h}\left(1-\rho_1^2\right)} \cos\left(\sqrt{\mathrm{Bi}\,\bar{h}}\right) \times \right.$$
$$\times \int\limits_0^{\mathrm{Fo}} \mathrm{Ki}\left(A_1 \mathrm{Fo}'\right) e^{-\frac{A_1}{\bar{h}}\mathrm{Bi}(\mathrm{Fo}-\mathrm{Fo}')} d\left(A_1 \mathrm{Fo}'\right) + \tag{7}$$
$$\left. + \frac{\mathrm{Ki}\left(A_1 \mathrm{Fo}\right)\beta\left(1+\rho_1\right)}{\Lambda_1\sqrt{\pi\overline{\mathrm{Pe}}}\left(A_1 \mathrm{Fo}\right)} \int\limits_0^1 \sqrt{\xi} d\xi \right].$$

Среднеинтегральная контактная температура второго тела $\theta_{\text{ср}2}$ (колодка), с учетом выражения (6), примет вид:

$$\theta_{\text{ср}2} = \Omega_2 \int\limits_0^{\mathrm{Fo}} \frac{\mathrm{Ki}[A_2(\mathrm{Fo}-\mathrm{Fo}')]}{\Lambda_2\sqrt{\pi A_2 \mathrm{Fo}'}} dA_2 \mathrm{Fo}'. \tag{8}$$

В ряде случаев при равнозамедленном режиме движения тормозного диска законы изменения во времени скорости вращения диска и мощности теплоисточника $q(t)$, действующего на поверхности трения между диском и колодками, описываются обобщенными зависимостями [4]:

$$\mathrm{Pe}(\mathrm{Fo}) = \overline{\mathrm{Pe}}\left(1 - \frac{\mathrm{Fo}}{\mathrm{Fo}_{\text{т}}}\right), \tag{9}$$

$$\mathrm{Ki}(\mathrm{Fo}) = \mathrm{Ki}\left(1 - \frac{\mathrm{Fo}}{\mathrm{Fo}_{\text{т}}}\right), \tag{10}$$

где $\overline{\mathrm{Pe}}$, Ki — начальные безразмерные скорость движения диска и удельная мощность теплоисточника соответственно;

$\mathrm{Fo}_{\text{т}}$ — безразмерное время торможения диска до его остановки.

Подставляя соотношения (9), (10) в выражения (7), (8), вычисляя соответствующие интегралы [5] и пренебрегая величинами второго порядка малости, получим аналитические представления для среднеинтегральных контактных температур в телах:

$$\theta_{\text{ср}1} = \Omega_1 \mathrm{Ki}\,\mathrm{H}(\mathrm{Fo}) \times$$
$$\times \left[\frac{\beta B A_1 \mathrm{Fo}}{\Lambda_1 \bar{h}\left(1-\rho_1^2\right)} + \frac{2\beta\left(1+\rho_1\right)}{3\Lambda_1\sqrt{\pi\overline{\mathrm{Pe}}}} \sqrt{1 - \frac{\mathrm{Fo}}{\mathrm{Fo}_{\text{т}}}} \right]; \tag{11}$$

$$\theta_{\text{ср}2} = \frac{2\Omega_2 \mathrm{Ki}}{\Lambda_2\sqrt{\pi}} \left(1 - \frac{2}{3}\frac{\mathrm{Fo}}{\mathrm{Fo}_{\text{т}}}\right) \sqrt{A_2 \mathrm{Fo}}; \tag{12}$$
$$0 < \mathrm{Fo} \leqslant \mathrm{Fo}_{\text{т}},$$

где $B = \int\limits_{\rho_1}^{1} \rho B(\rho) d\rho$;

H(Fo) — единичная обобщенная функция [6].

Решения (11), (12) показывают, что теплообмен с окружающей средой, воздухом, движущимся с высокой скоростью в области вращения тормозных дисков, практически не оказывает влияния на температурные поля контактирующих между собой тел, по крайней мере при малых временах Fo процесса торможения, что совпадает с результатами работы [7]. Процесс теплообмена с окружающей средой определяется критерием Био, являющимся малой величиной, и для которого сомножителем в решении выражения (7) является малый критерий Фурье, так что при вычислении интеграла в соотношении (7) составляющие решения, включающие в себя эти величины, попадают в разряд величин второго порядка малости и исключаются из решения.

Результатом решения балансовой задачи контактного теплообмена в зоне торможения является расчет зависимости коэффициентов распределения тепловых потоков Ω, например, доли теплоты Ω_1, поступающей в первое тело, от числа Fo. Для этого приравняем между собой

среднеинтегральные температуры тел $\theta_{ср1}$ и $\theta_{ср2}$ из выражения (11), (12), учитывая соотношения (1), (3), т. е. $\Omega_2 = 1 - \Omega_1$, в результате имеем:

$$\Omega_1(\mathrm{Fo}) = \left[1 + \frac{\dfrac{\mathrm{H(Fo)}}{\Lambda_1}\left(\dfrac{\beta B A_1 \mathrm{Fo}}{\bar{h}(1-\rho_1^2)} + \dfrac{2\beta(1+\rho_1)}{3\sqrt{\pi \overline{\mathrm{Pe}}}}\sqrt{1-\dfrac{\mathrm{Fo}}{\mathrm{Fo_т}}}\right)}{\dfrac{1}{\Lambda_2\sqrt{\pi}}\left(1-\dfrac{2}{3}\dfrac{\mathrm{Fo}}{\mathrm{Fo_т}}\right)\sqrt{A_2\,\mathrm{Fo}}}\right]^{-1}; \quad (13)$$

$$0 < \mathrm{Fo} \leqslant \mathrm{Fo_т}.$$

Полученные решения (11)—(13) использованы для определения доли теплоты, поступающей в первое тело — тормозной диск $\Omega_1(\mathrm{Fo})$, и среднеинтегральной контактной температуры $\theta_{ср}$ от времени процесса Fo при торможении. Для вычислений использованы условия торможения диска при следующих исходных данных [4]: $\lambda_1 = 50$ Вт/(м·К); $\lambda_2 = 0{,}9$ Вт/(м·К); $a_1 = 1{,}28\cdot10^{-5}$ м^2/с; $a_1 = 0{,}36\cdot10^{-6}$ м^2/с; $R_1 = 0{,}078$ м; $R_2 = 0{,}118$ м; $h = 0{,}006$ м; $b = 0{,}01$ м; $\beta = 0{,}873$ рад; $\omega = 98{,}9$ с$^{-1}$; $q = 1{,}75\cdot10^6$ Вт/м^2; $\alpha = 50$ Вт/(м^2·К); $B = 0{,}6254$; $t_т = 12$ с.

На рис. 1 показана зависимость изменения доли теплоты Ω_1, поступающей в первое тело, от времени процесса торможения Fo, из которой видно, что доля теплоты в первое тело существенно уменьшается с течением времени.

Рисунок 2 иллюстрирует зависимость изменения относительной контактной температуры тел $\theta_{ср}$/Ki от обобщенного времени процесса Fo. Для сравнения на графике помещены экспериментальные результаты измеренных контактных температур при стендовых испытаниях тормозного узла. Из рис. 2 следует удовлетворительное совпадение расчетных и опытных результатов исследования, что позволяет с достаточной надежностью использовать предложенную математическую модель процесса торможения при исследовании и расчетах различных тормозных систем.

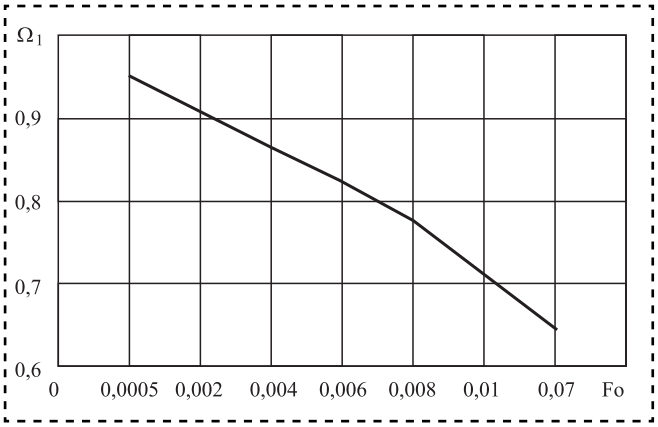


Рис. 1. Зависимость доли теплоты Ω_1, поступающей в первое тело — тормозной диск, от времени процесса Fo при торможении

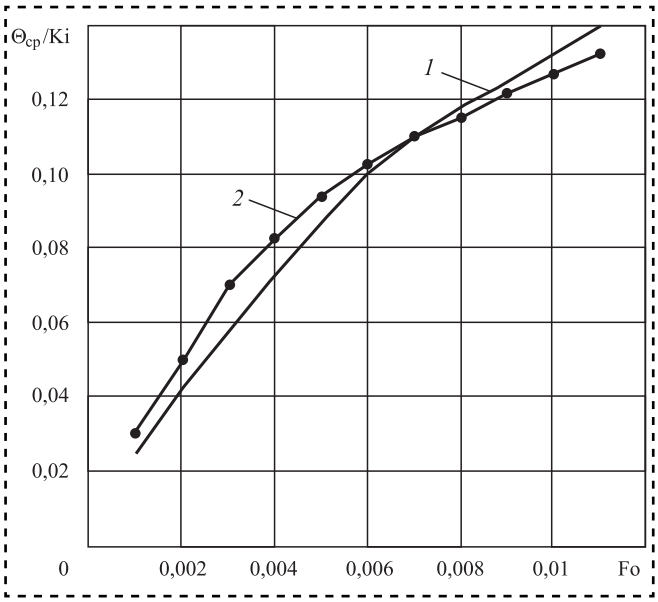


Рис. 2. Зависимость относительных контактных температур $\theta_{ср}$/Ki от времени процесса торможения Fo:
1 — расчет; *2* — эксперимент

Библиографический список

1. **Янюшкин Ю.М.** Математическая модель контактного теплообмена системы тел: тормозная колодка и вращающийся сплошной тормозной диск в процессе торможения // Трение и смазка в машинах и механизмах. № 9. 2015. С. 3—10.
2. **Карслоу Г., Егер Д.** Теплопроводность твердых тел. М.: Наука, 1964. 488 с.
3. **Лыков А.В.** Теория теплопроводности. М.: Высшая школа, 1967. 599 с.
4. **Янюшкин Ю.М.** Расчет теплофизических и механических характеристик тормозного узла: вращающийся тормозной диск—колодка в процессе торможения // Грузовик: строительно-дорожные машины. М.: Машиностроение. 2012. № 12. С. 22—25.
5. **Прудников А.П., Бычков Ю.А., Маричев О.И.** Интегралы и ряды. Элементарные функции. М.: Наука, 1981. 800 с.
6. **Владимиров В.С.** Обобщенные функции в математической физике. М.: Наука, 1976. 280 с.
7. **Трение,** изнашивание и смазка: справочник. В 2 кн. Кн. 2 / под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. М.: Машиностроение, 1979. 358 с.

УДК 621.833

Б.П. Тимофеев, *д-р техн. наук,* **Н.Т. Данг**
(Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики (Университет ИТМО))
E-mail: nhanthong.docs@gmail.com

Новый подход к выбору коэффициентов смещения исходного контура зубчатых передач

Предложена методика расчета коэффициентов смещения с учетом бокового зазора по методу многокритериальной оптимизации зацепления (блокирующего контура) с помощью программы КОМПАС-3D. Проанализированы методы назначения дополнительного смещения исходного контура. Даны рекомендации по выбору коэффициентов смещения зубчатых колес цилиндрических передач.

A method for calculating the displacement coefficients considering the lateral clearance using the multicriterial gearing (blocking contour) method using the COMPAS-3D program is proposed. The methods of assigning an additional offset of the original contour are analyzed. The recommendations on the choice of displacement coefficients of spur gears of cylindrical gears are offered.

Ключевые слова: коэффициент смещения, метод многокритериальной оптимизации, КОМПАС-3D, блокирующий контур.

Keywords: offset coefficient, multicriteria optimization method, COMPAS-3D, blocking contour.

При проектировании зубчатых передач часто проводят геометрический расчет колес и передач беззазорного зацепления [1]. ГОСТ 1643—81 предполагает в целях получения бокового зазора дополнительное смещение исходного контура [2]. При этом в зависимости от вида сопряжения и степени точности по нормам плавности работы используется на выбор исполнителя:

— дополнительное смещение исходного контура;

— отклонение средней длины общей нормали E_{Wm};

— отклонение длины общей нормали E_W;

— отклонение толщины зуба E_c;

— отклонение измерительного межосевого расстояния $E_{a''}$.

В дальнейшем будем пользоваться дополнительным смещением исходного контура, поскольку это смещение легко представить себе как некоторую добавку к коэффициентам смещения, полученным в частности по блокирующему контуру для беззазорного зацепления. Любое дополнительное смещение меняет свойства передачи. В большинстве случаев эти изменения крайне незначительны и ими на практике пренебрегают. Однако имеется целый ряд соотношений чисел зубьев z_1 и z_2 колес в передаче, для которых выбор дополнительного смещения в целях получения необходимого зазора требует проверки качества зацепления после выбора нормы бокового зазора.

Выбор коэффициентов смещения не всегда проводится с использованием оптимизационных процедур с учетом разнообразных требований к качеству передачи. В этом случае оценка "веса" того или иного свойства в передаче происходит в результате волевого решения, т.е. проводится псевдооптимизация. Простейшие рекомендации по выбору коэффициентов смещения зубчатых колес цилиндрических передач содержатся в приложении 2 ГОСТ 16532—70 [3].

При использовании этих рекомендаций нас подстерегают наибольшие опасности.

Рассмотрим влияние дополнительного смещения после выбора коэффициентов смещения для беззазорного зацепления по программе КОМПАС-3D. При геометрическом расчете зубчатых колес назначим коэффициент смещения x_i (i = 1, 2), который найдем из условия беззазорного зацепления.

Начальный коэффициент смещения x_i определим по методу многокритериальной оптимизации зацепления ("блокирующего контура") с помощью программы КОМПАС-3D. Метод оптимизации — программная реализация метода SUMT Фиакко и Маккормика (метод последовательной безусловной оптимизации) [4].

Для повышения прочности и нагрузочной способности передачи применяют следующие критерии оптимизации:

- контактная прочность (запас прочности по контактным напряжениям);
- прочность по изгибу (запас прочности по изгибным напряжениям);
- равнопрочность по изгибу зубьев ведомого и ведущего колеса;
- износостойкость и наибольшее сопротивление заеданию (выравнивание удельных скольжений в нижних точках активных профилей зубьев);
- плавность работы передачи (максимальное значение коэффициента перекрытия).

Вес критериев примем одинаковым.

Чтобы выполнить оптимизационный расчет коэффициентов смещения, примем параметры проектного расчета передачи: модуль и числа зубьев колес, схему передачи, материал колес, параметры зуборезного инструмента, режим нагружения, планируемый ресурс работы и т.д.

При этом, выбрав равносмещенную передачу, получим один набор значений $x_1 = -x_2$, выбрав неравносмещенную — другой набор $x_1 \neq x_2$.

Для обеспечения минимальных гарантийных боковых зазоров $j_{n\min}$ между зубьями назначают смещения x'_1, x'_2 производящего контура [2]:

$$x'_\Sigma m = x'_1 m + x'_2 m = -j_{n\min}/2\sin\alpha. \qquad (1)$$

В.А. Куцоконь [5] полагает, что $j_{n\min}$ не обеспечивает отсутствия заклинивания в передаче. Что же касается стандарта [2], то в примечании к рисунку "Виды сопряжений и гарантированные бочковые зазоры" указано, что сопряжение *B* обеспечивает минимальный боковой зазор, при котором исключается возможность заклинивания стальной или чугунной передачи от нагрева при разности температур зубчатых колес и корпуса в 25 °С. При этом ГОСТ 1643—81 не содержит указаний для других видов сопряжений, других разностей температур или других материалов.

Данные работы [5] подтверждают, что x'_Σ может быть определено в каждом конкретном случае, но не x'_1 и x'_2 в отдельности.

Чтобы исключить заклинивание передач из-за погрешностей зубчатых и незубчатых звеньев механизма, необходимо задаться дополнительно смещением x'':

$$x''_\Sigma m = x''_1 m + x''_2 m = -j_{nk}/2\sin\alpha, \qquad (2)$$

где j_{nk} — уменьшение бокового зазора за счет упомянутых погрешностей [5];

α — угол главного профиля исходного контура.

В работе [5] j_{nk} вычисляют по формуле:

$$j_{nk} = 2f_a\sin\alpha + f_y\cos\alpha + f_x\sin\alpha + F_{r1}\sin\alpha + \\ + f_{pb1} + F_{\beta1}\cos\alpha + F_{r2}\sin\alpha + f_{pb2} + F_{\beta2}\cos\alpha, \qquad (3)$$

где f_a — предельное отклонение межосевого расстояния (табл. 13 [2]);

f_{pb} — предельное отклонение шага зацепления (табл. 8 [2]);

F_r — допуск на радиальное биение зубчатого венца (табл. 6 [2]);

F_β — допуск на погрешность направления зуба (табл. 11 [2]);

f_x, f_y — допуски на параллельность и перекос осей (табл. 11 [2]).

ГОСТ 1643—81 предусматривает, что допуск T_{jn} служит для компенсации погрешностей изготовления всех элементов передачи и погрешностей монтажа:

$$j_{n\max} = j_{n\min} + k_j; \qquad (4)$$

$$k_j = \sqrt{\begin{aligned}&(2f_a\sin\alpha)^2 + 2(f_{pb})^2 + 2(F_\beta)^2 + \\ &+ (f_x\sin\alpha)^2 + (f_y\cos\alpha)^2\end{aligned}}. \qquad (5)$$

При этом k_j по смыслу совпадает с j_{nk}, с той разницей, что стандарт полагает $f_{pb1} = f_{pb2}$, $F_{\beta1} = F_{\beta2}$ и слагаемые под корнем квадратным

распределены по нормальному закону. Такие предположения приводят к потере общности выводов.

Если предположить отсутствие заранее определенных видов распределения случайных величин в формуле (3), тогда

$$j_{n\max} = j_{n\min} + 2f_a \sin\alpha + f_y \cos\alpha + \\ + f_x \sin\alpha + F_{r1} \sin\alpha + f_{pb1} + F_{\beta 1} \cos\alpha + \\ + F_{r2} \sin\alpha + f_{pb2} + F_{\beta 2} \cos\alpha. \quad (6)$$

У реального цилиндрического колеса расстояние между делительной прямой исходного производящего контура и технологической (базовой) осью должно быть равно [5]:

$$H_{\text{т}} = d/2 + (x' + x'' + x''')m. \quad (7)$$

Но оно не может быть выполнено точно, так как имеется некоторое отклонение в виде смещения $x'''m$ — погрешность установки смещения при настройке зуборезного станка [6]. Для крупномодульных колес $x'''m$ пренебрежимо мало, но может быть очень существенно при $m < 1$ мм.

Определяя $x'''_\Sigma = x'''_1 + x'''_2$ и считая x'''_i независимыми случайными величинами, получим окончательно суммарный коэффициент дополнительного смещения:

$$x^*_\Sigma = x_\Sigma + x'_\Sigma + x''_\Sigma + x'''_\Sigma,$$

где x_Σ — относится к беззазорному зацеплению;

x^*_Σ — к передаче с зазором.

Определение бокового зазора и его экстремальных значений проводят по формулам:

$$j_n = \left(-E_{Hs1} - E_{Hs2} \pm f_a\right) 2\sin\alpha; \quad (8)$$

$$j_{n\min} = \left(-E_{Hs1} - E_{Hs2} - 2f_a\right) 2\sin\alpha; \quad (9)$$

$$j_n = \left(-E_{Hs1} - E_{Hs2} + T_{H1} + T_{H2} + 2f_a\right) 2\sin\alpha, \quad (10)$$

где E — малый боковой зазор;

T — допуск на боковой зазор.

При этом

$$x^*_\Sigma m = -j_n / 2\sin\alpha. \quad (11)$$

При расчете дополнительных смещений при нарезании колес x^*_1 и x^*_2, следует проверить, находятся ли эти величины в допустимой зоне блокирующего контура. В большинстве случаев x^*_Σ мало, а x^*_1 и x^*_2 не оказывают существенного влияния на качество передач, однако имеется случай (сочетание z_1 и z_2), для которого дополнительное смещение переводит передачу в зону интерференции зубьев. Именно этот случай рассмотрен далее.

После определения x^*_Σ провели повторно оптимизационный расчет передач с учетом дополнительного смещения. Полученные параметры оптимальной точки со смещением отмечаем в блокирующем контуре.

Для расчета параметры передачи варьируются в диапазоне:

— передаточное число: $u = 1...8$, u в данном случае целое и $z_1 = 18$;

— модуль передачи: $m = 1$; 5; 10 мм;

— коэффициент ширины зубчатого венца: $\psi_{bd} = 0{,}7$; 1,0;

— твердость материала колес НВ $\geqslant 350$;

— степень точности по ГОСТ 1643—81: $k = 3...8$.

Передачи внешнего зацепления.

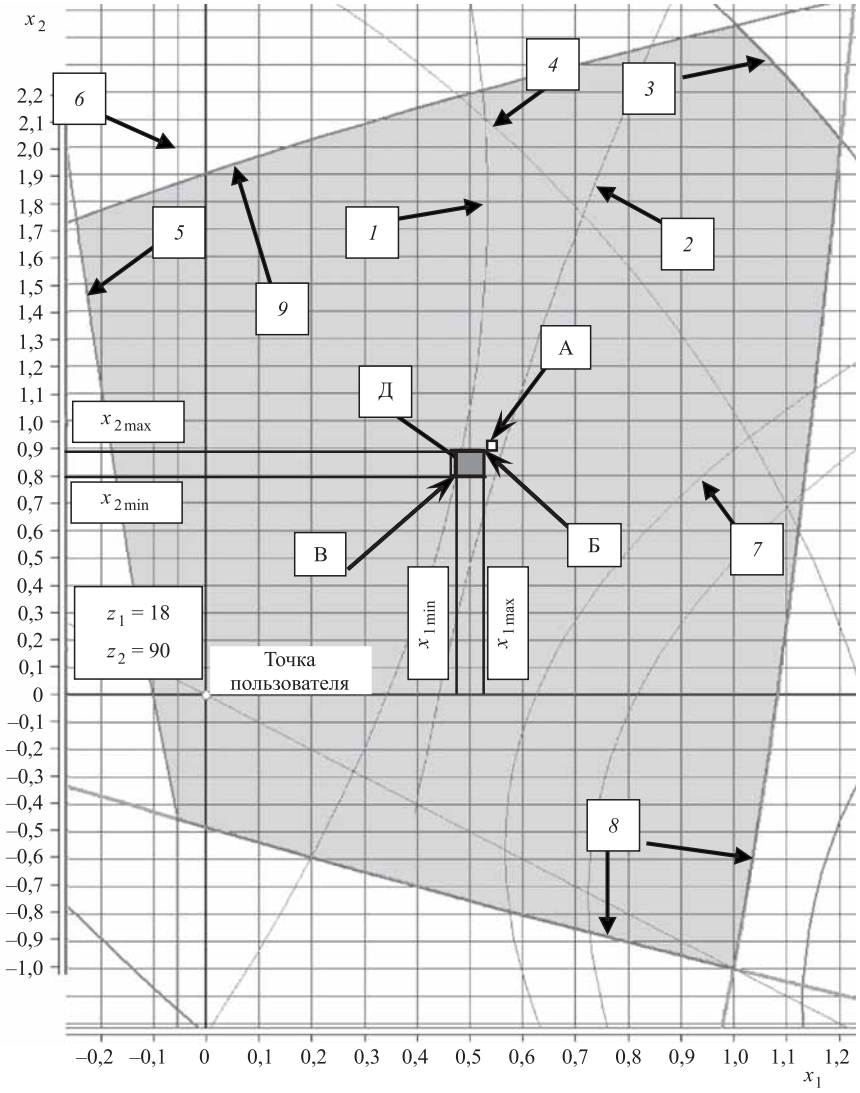
Расчет проведен для видов сопряжения В и С.

В табл. 1 приведены результаты расчета для передачи с $m = 5$ мм, степень точности 7-С.

Таблица 1

Результаты расчетов коэффициентов смещения при $z_1 = 18$

Параметры		Значения							
u		1	2	3	4	5	6	7	8
z_2		18	36	54	72	90	108	126	144
Начальное смещение (без зазора)	x_1	0,553	0,689	0,631	0,570	0,550	0,540	0,550	0,570
	x_2	0,553	0,880	0,923	0,809	0,798	0,811	0,980	1,280
$x_\Sigma = x_1 + x_2$		1,106	1,568	1,554	1,379	1,348	1,351	1,530	1,851
$x^*_\Sigma = x_\Sigma + x'_\Sigma + x''_\Sigma + x'''_\Sigma$		1,039	1,495	1,478	1,298	1,257	1,256	1,432	1,746
Расчетное смещение (с зазором)	x^*_1	0,520	0,666	0,614	0,556	0,538	0,529	0,540	0,561
	x^*_2	0,520	0,666	0,864	0,741	0,719	0,726	0,890	1,185



Блокирующий контур для оптимизации значений коэффициентов смещения для передачи $z_1 = 18$, $z_2 = 90$:
А — точка начального смещения (без зазора); Б — точка ($x_{1\min}$, $x_{2\min}$) — расчетные коэффициенты смещения при $j_{n\min}$; В — точка ($x_{1\max}$, $x_{2\max}$) — расчетные коэффициенты смещения при $j_{n\max}$; Д — область допускаемых значений с учетом дополнительного смещения; *1* — равнопрочность по изгибу зубьев ведомого и ведущего колес; *2* — выравнивание удельных скольжений; *3*, *4* — коэффициент торцового перекрытия $\varepsilon_2 = 1$ и $\varepsilon_2 = 1{,}2$; *5*, *6* — границы допустимого подрезания шестерни $x_1 = x_{1\min}$; *7* — заострение зуба ведущего колеса; *8*, *9* — интерференция зубьев ведущего и ведомого колес

На рис. 1 представлен блокирующий контур для передачи $z_1 = 18$, $z_2 = 90$.

Расчеты показали, что учет дополнительного смещения уменьшает значения x_i^* по сравнению с x_i. Однако изменение x_i^* незначительно, во всех рассмотренных случаях расчетные значения точек x_1^* и x_2^* находятся в допускаемой области.

Несмотря на преимущество оптимизационного метода выбора коэффициентов смещения исходного контура, на практике распространенным подходом к назначению коэффициентов смещения является применение рекомендаций ГОСТ 16532—70 (приложение 2) [3]. Такой подход включен почти во все методики проектирования зубчатых передач, в том числе и в программу КОМПАС-3D. Эти рекомендации ориентируются на назначения коэффициентов смещения самыми простыми значениями, применить их, соответственно, возможно только с некоторым ограничением.

Таблица 2

Диапазон допустимых значений z_2

Параметры	Значения													
z_1	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
z_2 для $x_1 = x_2 = 0$	Нет							$\leqslant 26$	$\leqslant 62$	Все				
z_2 для $x_1 = 0{,}3$; $x_2 = -0{,}3$	Нет				$\geqslant 18$					$\geqslant 19$		Все		

В приложении 2 ГОСТ 16532—70 указаны ограничения при применении рекомендаций:

$x_1 = x_2 = 0$ для кинематических передач при $z_1 \geqslant 17$, для силовых передач при $z_1 \geqslant 21$;

$x_1 = 0{,}3$; $x_2 = -0{,}3$ для кинематических передач при $z_1 \geqslant 12$ и $z_2 \geqslant 22$, для силовых передач при $z_1 \geqslant 21$ и $u \geqslant 3{,}5$.

Для выявления возможности применения таких рекомендаций проведем расчет блокирующих контуров. Суть расчета заключается в определении диапазона допустимых значений z_2, при котором значения смещения $x_1 = x_2 = 0$ или $x_1 = 0{,}3$ и $x_2 = -0{,}3$ не выходили бы за предел безусловного существования передачи в блокирующем контуре.

Проверили возможность применения рекомендуемых значений коэффициентов смещения при сочетаниях чисел зубьев: $8 \leqslant z_1 \leqslant 21$ и $1 \leqslant u \leqslant 8$. В табл. 2 введены обозначения: "нет" — нельзя применить рекомендации табл. 1 приложения 2 [3] ни при каких значениях z_2; "все" — можно применить рекомендации при любых значениях z_2.

Коэффициенты $x_1 = x_2 = 0$ при $z_1 \geqslant 17$ можно применить при любых значениях z_2, однако для $z_1 = 15$ и $z_1 = 16$ можно применить эти коэффициенты с ограничением $z_2 \leqslant 26$ и $z_2 \leqslant 62$ соответственно [3]. При $z_1 \leqslant 14$ эти коэффициенты смещения нельзя применить ни при каких значениях z_2.

Коэффициенты $x_1 = 0{,}3$ и $x_2 = -0{,}3$ для $z_1 \geqslant 19$ можно применить при любых значениях z_2 (в рекомендации ГОСТ 16532—70 [3] указано ограничение $z_1 \geqslant 21$), причем для $12 \leqslant z_1 \leqslant 18$ также можно применить эти коэффициенты с ограничением $z_2 \geqslant 18$ и $z_2 \geqslant 19$ соответственно. При $z_1 \leqslant 11$ эти коэффициенты смещения нельзя применить ни при каких значениях z_2.

Вывод

Оптимизационный метод выбора коэффициентов смещения исходного контура позволяет определить оптимальные коэффициенты смещения для обеспечения необходимого бокового зазора для нормальной работы зубчатой передачи. Однако метод оптимизации реализован по неизменяемому алгоритму и заранее выбранным критериям, следовательно, пригоден для проектирования передач только определенного назначения.

Применяя рекомендации ГОСТ 16532—70 по выбору коэффициентов смещения исходного контура при малых числах зубьев, следует для конкретной передачи проводить проверку отсутствия подрезания и интерференции зубьев колес либо расчет оптимальных коэффициентов смещения для данной передачи с учетом наличия зазора.

Библиографический список

1. **Болотовский И.А.** Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. М.: Машиностроение, 1986. 448 с.
2. **ГОСТ 1643—81.** Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. М.: Изд-во стандартов, 2003. 45 с.
3. **ГОСТ 16532—70.** Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. М.: Изд-во стандартов, 1983. 43 с.
4. **Емельянова Т.С.** Анализ методов решения нелинейных транспортных задач // Перспективные информационные технологии и интеллектуальные системы. 2007. № 1 (29). С. 38—49.
5. **Куцоконь В.А.** Точность кинематических цепей приборов. Л.: Машиностроение, 1980. 221 с.
6. **Ванин В.А., Колодин А.Н., Фидаров В.Х.** Точность кинематических цепей металлорежущих станков: учебное пособие. Тамбов: ТГТУ, 2011. 188 с.

УДК 621.838.222

М.П. Шишкарев, *д-р техн. наук*
(Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону)
E-mail: shishkarevm@mail.ru

Синтез адаптивной фрикционной муфты второго поколения с бифункциональным управляющим устройством

Показано, что номинальная нагрузочная способность разработанной адаптивной фрикционной муфты второго поколения с бифункциональным управляющим устройством выше, чем у базового варианта со всеми ведущими парами трения основной фрикционной группы при отношении силы натяжения пружины, замыкающей пары трения дополнительной фрикционной группы, к силе тангенциальной пружины бифункционального управляющего устройства, превышающем установленное значение.

It is shown that the rated load capacity of the developed adaptive friction clutch of the second generation with a bifunctional control device is higher than that of the basic version with all leading friction pairs of the main friction group, with the values of the ratio of the tension force of the spring closing the friction pair of the additional friction group to the force of the tangential spring of the bifunctional control device exceeding the set value.

Ключевые слова: адаптивная фрикционная муфта, управляющее устройство, фрикционная группа, точность срабатывания.

Keywords: adaptive friction clutch, control device, friction group, accuracy of operation.

Введение

До настоящего времени применение бифункционального управляющего устройства (УУ) ограничивалось адаптивными фрикционными муфтами (АФМ) первого поколения [1, 2]. Непосредственное встраивание бифункционального УУ в конструкцию АФМ второго поколения по типовой схеме, применяемой в АФМ первого поколения, дает эффект повышения нагрузочной номинальной способности только применительно к основной фрикционной группе (ОФГ) муфты.

При непосредственном встраивании УУ в схему АФМ второго поколения без каких-либо изменений дополнительная фрикционная группа (ДФГ) не будет выполнять свою функцию, как в базовом варианте. В данном случае ДФГ будет работать как ОФГ, т.е. на ее пары трения будет действовать отжимная (распорная) сила, и муфта превратится в АФМ первого поколения.

АФМ с бифункциональным УУ обладает более высокой нагрузочной номинальной способностью по сравнению с базовым вариантом АФМ первого поколения [3, 4]. Увеличение нагрузочной способности АФМ с бифункциональным УУ выражается коэффициентом кратности:

$$K = \frac{C}{1 + zCf}, \tag{1}$$

где C — коэффициент усиления (КУ) отрицательной обратной связи:

$$C = \frac{R_{\text{ср}}}{r} \operatorname{tg} \alpha; \tag{2}$$

$R_{\text{ср}}$ — средний радиус поверхностей трения фрикционной группы;

α — угол скоса боковой стенки гнезда под тело качения УУ;

r — радиус окружности, на которой расположены тела качения УУ;

z — число пар трения фрикционной группы;

f — коэффициент трения между элементами пар фрикционной группы.

При увеличении КУ значение вращающего момента изменяется нелинейно, причем рост

вращающего момента муфты замедляется по мере увеличения КУ.

Таким образом, указанное преимущество АФМ с бифункциональным УУ носит ограниченный характер.

Цель работы — разработка конструкции и исследование АФМ второго поколения с бифункциональным УУ.

Решение задачи

Непосредственное встраивание узла бифункционального УУ, взятого без изменений из конструкции АФМ первого поколения, в конструкцию базового варианта АФМ второго поколения не дает положительного результата из-за того, что отжимная сила УУ будет действовать и на пары трения ДФГ (АФМ второго поколения превращается в АФМ первого поколения). Следовательно, разработка конструкции АФМ второго поколения с бифункциональным УУ должна быть основана на введении дополнительного силового замыкателя пар трения ДФГ [5—7].

Модернизированный вариант АФМ второго поколения на основе бифункционального УУ в виде принципиальной схемы показан на рисунке. Соосные одна другой полумуфты *1* и *2* кинематически связаны между собой фрикционными дисками *3* и *4*. Диски *3* связаны со ступицей нажимного диска *5*, который лишен кинематической связи со ступицей полумуфты *1*, за исключением действия незначительных сил трения между ними, не учитываемых в дальнейшем исследовании. Диски *4* аналогичным способом связаны с барабаном полумуфты *2*.

Слева (по рисунку) пакет фрикционных дисков *3* и *4* опирается благодаря упорному подшипнику *6* на упорный диск *7*, жестко закрепленный на ступице полумуфты *1*.

Пакет фрикционных дисков разделен опорным фланцем *8*, закрепленным на ступице нажимного диска *5*. Таким образом, пакет фрикционных дисков *3* и *4* разделен на две фрикционные группы — основную (ОФГ), расположенную слева (по рисунку) опорного фланца *8*, и дополнительную (ДФГ), которая находится справа от опорного фланца.

УУ АФМ состоит из тел качения *9*, которые расположены в скошенных гнездах, выполненных на взаимно обращенных торцевых поверхностях нажимного диска и опорной шайбы *10*, жестко закрепленной на ступице полумуфты *1* (см. рисунок, сечение А—А).

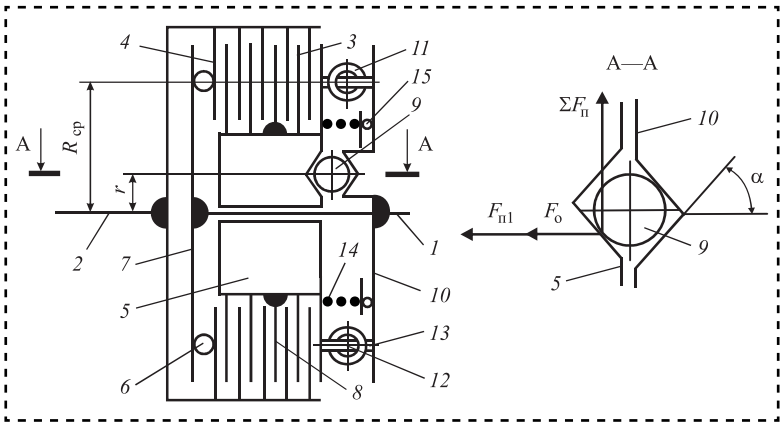
Силовое замыкание пар трения ОФГ осуществляется с помощью тангенциальных пружин *11*, каждая из которых расположена между бобышками *12* и *13*. Бобышки *12* закреплены на крайнем правом диске трения *3*, а бобышки *13* — на опорной шайбе *10*.

Пружины *11* поставлены в муфту с предварительным натяжением, благодаря чему они, воздействуя на нажимной диск в окружном направлении, создают между телами качения *9* и стенками гнезд силы нормального давления, осевые составляющие которых осуществляют силовое замыкание пар трения ОФГ.

Пары трения ДФГ замыкаются при помощи пружины *14*, поставленной "враспор" между правым крайним диском трения *3* и опорной шайбой *10*. Уменьшает трение между опорной шайбой и пружиной *14* упорный подшипник *15*.

Принцип автоматического регулирования силы прижатия друг к другу пар трения ОФГ и, соответственно, предельного вращающего момента АФМ, заключается в том, что момент сил сопротивления, действующий со стороны нажимного диска *5*, уменьшает действие упругого момента пружин *11*. В соответствии с этим уменьшаются осевая сила, действующая на фрикционные поверхности дисков трения ОФГ, и момент сил трения.

Для составления математической модели АФМ, отражаемой ее нагрузочной характеристикой, запишем выражение для определения осевой силы $F_о$, дей-



Принципиальная схема АФМ второго поколения с бифункциональным УУ

ствующей на поверхностях трения фрикционных дисков [8 —10]:

$$F_о = F_t \operatorname{tg} \alpha, \quad (3)$$

где F_t — тангенциальная (окружная) сила, действующая на тела качения *9*;

α — угол скоса боковой стенки гнезда под тело качения (см. рисунок, сечение А—А).

Уравнение равновесия нажимного диска *5* в окружном направлении запишем в следующем виде:

$$\sum F_п R - F_t r = 0, \quad (4)$$

где $F_п$ — сила натяжения пружины *11*;

R — радиус окружности, на которой расположены пружины *11*;

r — радиус окружности, на которой расположены тела качения *9*.

Из соотношений (3) и (4) находим:

$$F_о = \frac{\sum F_п r}{r} \operatorname{tg} \alpha = n F_п C, \quad (5)$$

где n — число пружин *11*; C — КУ,

$$C = \frac{R}{r} \operatorname{tg} \alpha. \quad (6)$$

При установке тангенциальных пружин *11* таким образом, чтобы окружная сила, действующая на пружины в результате передачи вращающего момента, была направлена против векторов сил натяжения пружин, вращающий момент ΔT, передаваемый телами качения *9*, равен:

$$\Delta T = T_{пр} - T_п, \quad (7)$$

где $T_{пр}$ — вращающий момент, создаваемый силами натяжения тангенциальных пружин;

$T_п$ — вращающий момент, передаваемый муфтой.

Вращающий момент $T_п$ не постоянен и зависит, в основном, от текущего значения коэффициента трения между фрикционными дисками и от передаваемой в данный момент времени нагрузки. В связи с этим разность ΔT также не постоянная, что влияет на $F_о$ в соответствии с зависимостью:

$$F_о = \frac{\Delta T}{r} \operatorname{tg} \alpha. \quad (8)$$

Благодаря этому автоматически изменяется сила прижатия друг к другу пар трения ОФГ и, соответственно, регулируется момент сил трения между фрикционными дисками.

Сила прижатия друг к другу пар трения ДФГ, согласно конструктивно-компоновочной схеме АФМ, постоянная и зависит только от силы натяжения пружины *14*.

Нагрузка, передаваемая муфтой, равна сумме двух вращающих моментов:

— T_1, который передают пары трения ОФГ;

— T_2, который передают пары трения ДФГ.

На основании этого запишем:

$$T_п = T_1 + T_2. \quad (9)$$

Вращающий момент, передаваемый парами трения ОФГ, зависит от осевой силы $F_о$ и вычисляется по формуле:

$$T_1 = z R_{ср} f \left(F_о + F_{п1} \right), \quad (10)$$

где z — число пар трения ОФГ;

$F_{п1}$ — сила натяжения пружины *14*.

Вращающий момент, передаваемый парами трения ДФГ, вычисляем по формуле:

$$T_2 = z_1 F_{п1} R_{ср} f, \quad (11)$$

где z_1 — число пар трения ДФГ.

Принимая

$$p = \frac{F_{п1}}{F_п},$$

подставим в равенство (9) соотношение (8) и, учитывая равенство (7), получим:

$$T_п = F_п R_{ср} f \frac{znC + (z + z_1)p}{1 + zCf}. \quad (12)$$

В соотношении (12) принято $R = R_{ср}$.

Исследование точности срабатывания АФМ

Коэффициент точности АФМ, с учетом соотношения (12), вычислим по формуле:

$$K_т = \frac{f_{max} \left(1 + zCf_{min}\right)}{f_{min} \left(1 + zCf_{max}\right)}. \quad (13)$$

Формула (13) идентична формуле для АФМ первого поколения с бифункциональным УУ, следовательно, по точности срабатывания при равных друг другу параметрах муфты одинаковы.

Исследование нагрузочной способности АФМ

В качестве объекта для сравнения примем АФМ первого поколения с бифункциональным УУ, которая имеет одинаковые с АФМ второго поколения параметры. При указанном условии формула для вычисления предельного вращающего момента для объекта сравнения имеет следующий вид:

$$T_{п1} = (z + z_1)nF_п R_{ср} C \frac{f}{1 + zCf}. \quad (14)$$

Сравнение величин вращающих моментов в форме предполагаемого неравенства $T_п > T_{п1}$ приводит к неравенству вида

$$p > \frac{z_1 nC}{z + z_1}. \quad (15)$$

Неравенство (15) записано с учетом соотношений (12) и (14). Данное неравенство показывает, что коэффициент p возрастает прямо пропорционально с увеличением КУ. При этом p в зависимости от значений параметров, входящих в неравенство (15) (кроме параметра C), может быть больше или меньше единицы.

Это характеризует соотношение силовых характеристик пружин *11* (в отдельности) и *14*.

Сопоставим нагрузочную способность исследуемой АФМ и базового варианта АФМ второго поколения. В отличие от первой последняя муфта имеет общее силовое замыкание пар трения ОФГ и ДФГ [4]. В качестве объекта сопоставления примем вариант АФМ с $z_1 > 1$.

Для вывода формулы предельного вращающего момента АФМ запишем:

$$T_1' = zR_{ср}\left(F_п - F_р\right), \quad (16)$$

где $F_р$ — распорная сила УУ.

Формула (16) отражает величину вращающего момента ОФГ.

Вращающий момент ДФГ вычисляем по формуле:

$$T_2' = z_1 F_п R_{ср} f; \quad (17)$$

распорную силу УУ —

$$F_р = \frac{T_1 + T_2}{r}\operatorname{tg}\alpha = (z + z_1)F_п C \frac{f}{1 + zCf}. \quad (18)$$

Подставив правую часть соотношения (18) в формулу (16) и учитывая $T_п' = T_1' + T_2'$, получим:

$$T_п' = (z + z_1)F_п R_{ср} \frac{f}{1 + zCf}. \quad (19)$$

Формула (19) идентична формуле для вычисления вращающего момента АФМ первого поколения, которая выполнена по схеме компоновки фрикционной группы со всеми ведущими парами трения и с общим числом пар трения, равным $z + z_1$.

Ограничение сверху КУ для базового варианта АФМ второго поколения со всеми ведущими парами трения ОФГ найдем, приравняв распорную силу при f_{max} к силе натяжения пружины:

$$C = \frac{1}{z_1 f_{max}}; \quad (20)$$

$$T_п > T_п'; \quad (21)$$

$$p > \frac{\left(zz_1 f_{max} + z_1^2 f_{max} - z\right)n}{(z + z_1)z_1 f_{max}}. \quad (22)$$

Неравенство (22) показывает ограничение снизу коэффициента p, при котором выполняется условие (21).

Для оценки влияния параметров z и z_1 на коэффициент p преобразуем неравенство (22) и запишем его в следующем виде:

$$p > \left[1 - \frac{z}{(z + z_1)z_1 f_{max}}\right]n. \quad (23)$$

С увеличением z_1 ограничение снизу коэффициента p ужесточается.

Для оценки влияния z на нижнее граничное значение коэффициента p вычислим первую производную вычитаемого в неравенстве (23):

$$\left[\frac{z}{(z + z_1)z_1 f_{max}}\right]_z' = z_1^2 f_{max} > 0, \quad (24)$$

следовательно, исследуемая функция возрастает по аргументу z.

Таким образом, с увеличением z нижнее граничное значение коэффициента p уменьшается.

Полученный результат показывает, что для выполнения неравенства (21) целесообразно увеличивать параметр z. В этом случае можно принимать уменьшенное значение коэффициента p, т.е. силу натяжения $F_{п1}$ пружины *14* при заданной силе натяжения $F_п$ тангенциальных пружин *11*.

Это позволяет уменьшить размеры и массу пружины *14* и, следовательно, массу АФМ.

Сопоставим нагрузочную способность базовых вариантов АФМ второго поколения с дифференцированными парами трения и со всеми ведущими парами трения ОФГ. Формулы для вычисления вращающих моментов указанных вариантов АФМ представлены соотношением (19) и выражением [11]:

$$T_{п1} = F_п R_{ср} f \frac{z + z_1(1 - Cf)}{1 + (z-1)Cf}. \quad (25)$$

Учитывая, что ограничения КУ сверху одинаковые и могут быть представлены соотношением (21), примем указанное значение C при сопоставлении нагрузочной способности вариантов АФМ в предположении, что

$$T'_{п1} > T'_п. \quad (26)$$

Используя в неравенстве (26) правые части соотношений (19) и (25) и принимая в последнем поправочный коэффициент-множитель n, получаем:

$$-1 < -z_1 Cf;$$

или

$$z_1 Cf < 1. \quad (27)$$

Учитывая в неравенстве (27) соотношение (20), а также принимая в неравенстве (27) $f = f_{min}$, имеем [7]:

$$\frac{1}{m} < 1, \quad (28)$$

где m — относительная ширина интервала значений коэффициента трения $f_{min} ... f_{max}$:

$$m = \frac{f_{max}}{f_{min}}. \quad (29)$$

Согласно соотношению (29) $m > 1$, неравенство (26) справедливо. Следовательно, базовый вариант АФМ второго поколения с дифференцированными парами трения ОФГ обладает при одинаковых параметрах более высокой, чем вариант со всеми ведущими парами трения, нагрузочной способностью.

Сравнение точности срабатывания базовых вариантов АФМ второго поколения

Сопоставим точность срабатывания базового варианта АФМ второго поколения с дифференцированными парами трения ОФГ и варианта со всеми ведущими парами трения.

Исследование нагрузочной способности указанных вариантов АФМ показало преимущество варианта муфты с дифференцированными парами трения ОФГ. Для сравнения точности срабатывания вариантов АФМ воспользуемся соотношениями (19) и (25).

Формулы для вычисления коэффициента точности сравниваемых вариантов АФМ имеют следующий вид [12]:

— для варианта АФМ с дифференцированными парами трения ОФГ:

$$K_{т1} = \frac{f_{max}\left[z + z_1\left(1 - Cf_{max}\right)\right]\left[1 + (z-1)Cf_{min}\right]}{f_{min}\left[z + z_1(1 - Cf_{min})\right]\left[1 + (z-1)Cf_{max}\right]}; \quad (30)$$

— для варианта АФМ со всеми ведущими парами трения ОФГ — см. соотношение (13).

Сравнение точности срабатывания вариантов АФМ в виде $K_т > K_{т1}$ проведем после преобразования соотношений (13) и (30). Для этого используем соотношения (20) и (29). Сравним варианты АФМ при $z_1 = 1$:

$$m > 1. \quad (31)$$

Согласно соотношению (29), значение коэффициента m удовлетворяет неравенству (31). Следовательно, исходное неравенство $K_т > K_{т1}$ также выполняется, что свидетельствует о более высокой точности срабатывания варианта АФМ второго поколения с дифференцированными парами трения при $z_1 = 1$.

Увеличение числа пар трения ДФГ в АФМ второго поколения приводит, согласно соотношению (20), к снижению предельного значения КУ и, соответственно, точности срабатывания муфты. Вполне очевидно, что это относится к обоим вариантам АФМ.

В связи с этим исследуем точность срабатывания вариантов АФМ с $z_1 > 1$.

Коэффициент точности варианта АФМ со всеми ведущими парами трения ОФГ вычислим по формуле (13), а КУ — по соотношению (20). Используя данные условия в предположении, что $K_т > K_{т1}$, а также выражение (30), после преобразований приходим к неравенству (31).

Следовательно, и при $z_1 > 1$ вариант АФМ второго поколения с дифференцированными парами трения ОФГ обладает преимуществом по точности срабатывания.

Применение разработанной математической модели АФМ второго поколения

с бифункциональным УУ при расчетах муфты позволило достичь более высокой точности срабатывания и нагрузочной номинальной способности по сравнению с базовым вариантом АФМ первого поколения с бифункциональным УУ и с базовым вариантом АФМ второго поколения.

Результаты исследования могут быть использованы при расчетах и проектировании АФМ второго поколения с бифункциональным УУ для выбора ее параметров, обеспечивающих высокие эксплуатационные показатели — нагрузочную номинальную способность и точность срабатывания. Результаты исследования могут быть также полезны при выборе базового варианта АФМ второго поколения, обладающего наибольшими нагрузочной номинальной способностью и точностью срабатывания.

Заключение

Применение бифункционального УУ в конструкции АФМ второго поколения обусловлено необходимостью использования его преимущества в повышении нагрузочной номинальной способности и основано на изменении схемы силового замыкания пар трения ДФГ.

Разработана математическая модель нагрузочной номинальной способности АФМ второго поколения с бифункциональным УУ, которая использована при определении параметров, способствующих достижению высокой точности срабатывания и нагрузочной способности.

Нагрузочная номинальная способность разработанной АФМ может быть выше, чем у базового варианта АФМ первого поколения с бифункциональным УУ и со всеми ведущими парами трения, при отношении силы натяжения пружины, замыкающей пары трения ДФГ, к силе тангенциальной пружины бифункционального УУ, превышающем установленное значение.

Нагрузочная номинальная способность разработанной АФМ выше, чем у базового варианта АФМ второго поколения со всеми ведущими парами трения ОФГ при установленном ограничении снизу. С увеличением числа пар трения ОФГ ограничение снизу указанного отношения ужесточается так же, как и при увеличении числа пар трения ОФГ.

Нагрузочная номинальная способность и точность срабатывания базового варианта АФМ второго поколения с дифференцированными парами трения ОФГ выше, чем АФМ со всеми ведущими парами трения ОФГ, в том числе с любым числом пар трения ДФГ.

Библиографический список

1. **Шишкарев М.П.** Об одном преимуществе адаптивной фрикционной муфты с бифункциональным управляющим устройством // Известия ОрелГТУ. 2008. № 3-2/271 (546). С. 79—83.
2. **Шишкарев М.П.** Показатели адаптивной фрикционной муфты с бифункциональным управляющим устройством // Сборка в машиностроении, приборостроении. 2010. № 12. С. 32—35.
3. **Шишкарев М.П.** Повышение надежности работы адаптивных фрикционных муфт 1-го поколения // Известия ОрелГТУ. 2010. № 2—2/284. С. 73—77.
4. **Шишкарев М.П.** Оптимизация величины коэффициента усиления адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2003. № 6. С. 30—31.
5. **Шишкарев М.П.** Математические модели адаптивного фрикционного контакта твердых тел 2-го поколения // Математические методы в технике и технологиях: сб. тр. XVIII Междунар. науч. конф. В 10 т. Т. 5. Секция 5 "Компьютерная поддержка производственных процессов" / под общ. ред. В.С. Балакирева. Казань: КНИТУ, 2005. С. 72—76.
6. **Шишкарев М.П.** Теоретические основы применения комбинированной обратной связи в адаптивных фрикционных муфтах // Вестник машиностроения. 2005. № 7. С. 16—19.
7. **Шишкарев М.П., Угленко А.Ю.** Точность срабатывания адаптивной фрикционной муфты с раздельным силовым замыканием // Вестник ДГТУ. 2014. Т. 14. № 1 (76). С. 200—203.
8. **Шишкарев М.П.** Условие высокой точности срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 7. С. 46—48.
9. **Шишкарев М.П.** Математические модели адаптивного фрикционного контакта твердых тел // Математические методы в технике и технологиях: сб. тр. XVIII Междунар. науч. конф. В 10 т. Т. 5. Секция 5 "Компьютерная поддержка производственных процессов" / под общ. ред. В.С. Балакирева. Казань: КНИТУ, 2005. С. 68—72.
10. **Шишкарев М.П.** Уточнение характеристики обратной связи адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2005. № 11. С. 12—13.
11. **Шишкарев М.П.** Оптимизация компоновочного решения базового варианта адаптивной фрикционной муфты второго поколения // Вестник машиностроения. 2006. № 6. С. 7—10.
12. **Шишкарев М.П.** Особенности процесса срабатывания адаптивных фрикционных муфт // Вестник машиностроения. 2004. № 4. С. 3—7.

УДК 656.13:05.22.10

Е.А. Дубовик
(Донской государственный технический университет, г. Ростов-на-Дону)
E-mail: dubovik1982@list.ru

Технологичность конструкции привода стенда для испытаний ведущего моста грузовых автомобилей

Предложена модернизация стенда для испытаний ведущего моста грузовых автомобилей в целях снижения его энергопотребления. Узкоспециализированное направление стенда для соединения карданного вала с фланцем главной передачи позволяет применять не переходные фланцы, а быстрозажимную муфту.

The proposed modernization of the stand for testing the drive axle of trucks in order to reduce its energy consumption. The highly specialized direction of the stand will allow for the connection of the driveshaft to the main transmission flange is not used adapter flanges, but a quick-coupling.

Ключевые слова: стенд, привод, мост автомобильный, муфта.

Keywords: stand, drive, bridge road, coupling.

Стенд для испытаний ведущих мостов автомобилей КрАЗ, КамАЗ, Урал, ЗиЛ предназначен для обкатки и испытания под нагрузкой ведущих мостов автомобилей после проведения частичного или полного ремонта перед установкой их на автомобиль.

Стенд делает возможным проверку правильности сборки мостов (главной передачи, шестерен, подшипников, полуосей и других деталей), так как мост доступен для установки на него различных приборов и датчиков, что затруднительно осуществить, когда мост установлен на автомобиле.

Стенд позволяет проводить первичную обкатку. Поэтому при установке моста на автомобиль устраняется необходимость работы автомобиля на щадящих режимах для приработки деталей моста. Автомобиль сразу можно эксплуатировать на номинальных нагрузках.

На стенде одновременно проводится обкатка только одного моста (рис. 1).

Стенд состоит из восьми продольных и десяти поперечных рам. Продольная рама представляет собой сварную трубчатую конструкцию, на которой смонтированы пульт управления *1*, основание с электродвигателем *2*, муфта *4*, промежуточная опора *5*, кожух *3*, карданный вал *6*, передняя стойка *9*.

Электродвигатель закреплен на раме основания при помощи двух болтов с возможностью перемещения по ней.

Кожух для защиты испытателя от вращающихся частей карданного вала и главной передачи испытуемого моста состоит из двух стоек, крышки и выдвижного кожуха. Кожух может перемещаться вдоль продольной рамы и крепится к ней четырьмя специальными болтами. Выдвижной кожух после перемещения на необходимое расстояние крепится зажимом.

Карданный вал *6* предназначен для передачи крутящего момента от электродвигателя к испытуемому мосту. При помощи переходного фланца и втулки с одной стороны он крепится на выходном валу промежуточной опоры, соединенной с муфтой, с другой стороны при помощи сменных переходников может крепиться к фланцу главной передачи испытуемого моста. Одна из вилок карданного вала за счет шлицевого соединения допускает возможность проводить дополнительную регулировку длины его при стыковке с главной передачей.

Передняя стойка *9* служит третьей опорной поверхностью при установке на стенд испытуемого моста. Она состоит из опоры, кронштейна, разрезной втулки и телескопического

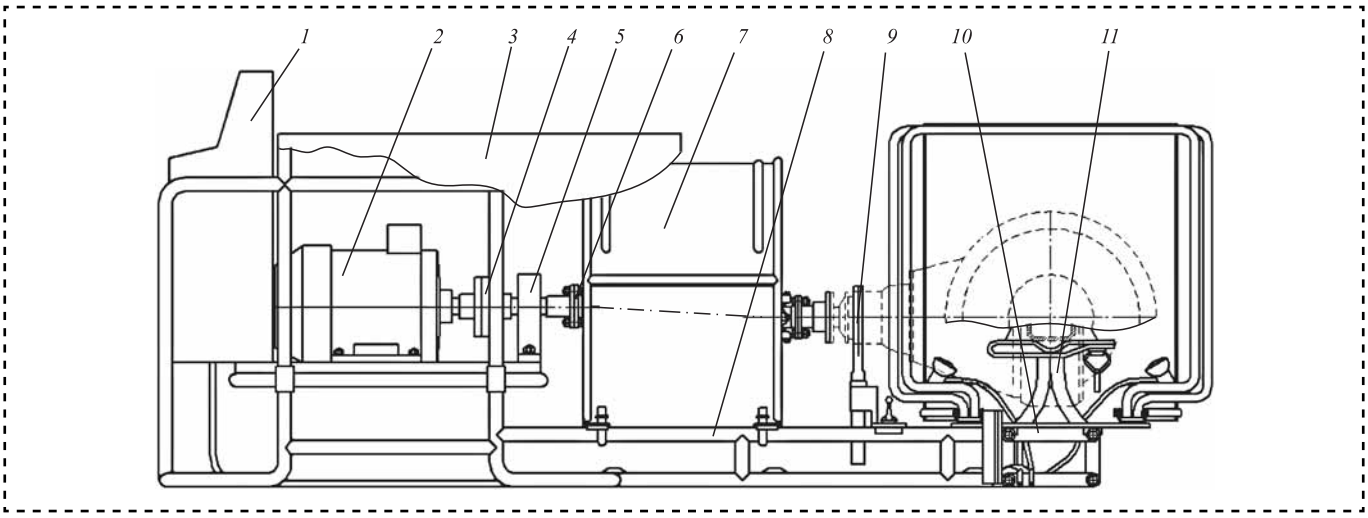


Рис. 1. Схема стенда для испытаний ведущих мостов:
1 — пульт управления; *2* — электродвигатель; *3*, *7* — кожухи; *4* — муфта; *5* — опора промежуточная; *6* — карданный вал; *8* — рама продольная; *9* — стойка передняя; *10* — рама поперечная; *11* — стойка боковая

упора. Перемещая трубу в разрезной втулке, а также вывинчивая или завинчивая в нее винт с упором, можно установить его на необходимую высоту.

Передняя стойка может перемещаться также и в горизонтальной плоскости вдоль продольной рамы и крепиться в нужном положении двумя специальными болтами и гайками с рукоятками. На поперечной раме *10* закреплены боковые стойки *11* с цепными зажимами.

Боковые стойки предназначены для установки и крепления на них испытуемых мостов цепными зажимами. Конструкция боковых стоек обеспечивает возможность перемещения их вдоль поперечной рамы в зависимости от длины испытуемого моста.

Соединение карданного вала стенда с фланцами ведущих шестерен мостов различных марок автомобилей проводится с помощью специальных переходников.

Комплект инструментов и принадлежностей стенда состоит из ключей для демонтажно-монтажных работ и деталей для крепления переходников к фланцам карданного вала и главной передачи ведущего моста.

Электрооборудование стенда рассчитано на питание трехфазным переменным током напряжением 380 В и частотой 50 Гц от электрической сети с изолированной или глухозаземленной нейтралью. Подключают стенд к электрической сети четырехжильным кабелем, армированным штепсельной вилкой. Четвертая корпусная жила кабеля предназначена для обеспечения металлической связи корпуса стенда и корпуса вилки с защитно-отключающим устройством объекта, в котором стенд применяется.

В соответствии с техническими требованиями на капитальный ремонт ведущих мостов автомобилей марки ЗиЛ, мощность, подводимая к фланцу главной передачи, при испытании $N_{исп}$ = 10 кВт при частоте вращения вала $n_{исп}$ = 1500 мин$^{-1}$. В приводе стенда-прототипа применен электродвигатель 4А180S4, который развивает мощность 22 кВт. Данная мощность электродвигателя позволяет проводить испытания ведущих мостов автомобилей КамАЗ, КрАЗ, Урал. В связи с использованием на проектируемом АТП только автомобилей марки ЗиЛ мощность приводного электродвигателя постоянно не будет использоваться полностью. Поэтому провели модернизацию стенда.

Первый этап — подбор электродвигателя привода стенда.

Для определения параметров привода составим его кинематическую схему (рис. 2).

Исходя из условий, что частота вращения входного вала моста n_4 = 1500 мин$^{-1}$ и подводимая мощность 10 кВт, определим мощности на валах привода:

$$N_4 = N_{исп}; \quad (1)$$

$$N_3 = \frac{N_4}{\eta_{к.п}}; \quad (2)$$

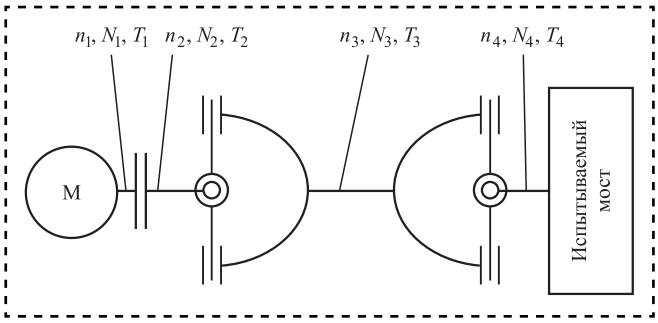


Рис. 2. Кинематическая схема привода стенда для испытаний ведущих мостов

$$N_2 = \frac{N_3}{\eta_{к.п}}; \quad (3)$$

$$N'_{э.д} = N_1 = \frac{N_2}{\eta_м}, \quad (4)$$

где $\eta_{к.п}$ — коэффициент полезного действия карданной передачи;

$\eta_м$ — коэффициент полезного действия муфты.

Частота вращения вала двигателя, как видно из кинематической схемы (см. рис. 2), $n_1 = n_2 = n_3 = n_{исп} = 1500$ мин$^{-1}$.

Выбираем электродвигатель мощностью $N_{дв} \geqslant N_1$ и частотой вращения, близкой к n_1. Этим условиям удовлетворяет двигатель АИР132М4 мощностью 11,0 кВт с частотой вращения вала $n_1 = 1445$ мин$^{-1}$. Диаметр выходного вала двигателя $d_1 = 38$ мм.

Определяем крутящие моменты на валах привода:

$$T_i = \frac{N_i}{n_i}, \quad (5)$$

где T_i — крутящий момент на i-м валу;

N_i — мощность на i-м валу;

n_i — частота вращения i-го вала.

Второй этап — подбор муфты.

Выбор типа муфт для соединения валов обусловлен особенностью монтажа и эксплуатации привода и проводится по стандартам или нормалям в зависимости от передаваемого крутящего момента, а также возможности расточки ступиц под нужные диаметры валов. Муфта одного размера может иметь в ступицах полумуфт неодинаковые отверстия, что позволяет соединять валы разных диаметров.

Для выбора муфты необходимо определить передаваемый муфтой расчетный крутящий момент, учитывающий динамический режим работы муфты

$$T_р = Tk, \quad (6)$$

где k — коэффициент режима работы;

T — момент, передаваемый муфтой; $T = T_1$ (см. рис. 2).

Выбираем тип муфты. Для быстроходных валов применяют тороидальную муфту или втулочно-пальцевую (МУВП), причем предпочтение тороидальной муфте отдают там, где трудно обеспечить соосность валов.

Выбираем втулочно-пальцевую муфту.

Упругая втулочно-пальцевая муфта состоит из двух полумуфт и пальцев, которые через резиновые втулки передают крутящий момент. Критерием оценки работоспособности муфты являются напряжения изгиба в пальцах и напряжения смятия в резиновых втулках.

Согласно ГОСТ 21424—93 выбираем муфту, для которой $T'_р \geqslant T_м$. Диаметр отверстия в ступице под вал должен соответствовать диаметру выходного вала выбранного электродвигателя. Нашим условиям удовлетворяет муфта МУВП 250, имеющая следующие параметры:

— расчетный крутящий момент $T_р = 250$ Н·м;

— длина $L = 121$ мм;

— диаметр $D = 140$ мм;

— диаметр входящего и выходящего валов $d = 38$ мм;

— число пальцев $z = 6$;

— диаметр пальцев $d_п = 14$ мм;

— длина пальцев $l_п = 33$ мм;

— диаметр окружности расположения пальцев $D_п = 95$ мм;

— диаметр втулки упругой $D_в = 27$ мм;

— длина втулки упругой $l_в = 29$ мм.

Проводим проверку муфты по напряжению изгиба пальца:

$$\sigma_и \leqslant [\sigma_и]. \quad (7)$$

Определяем напряжение изгиба в пальцах [1]:

$$\sigma_и = \frac{10^4 T_р L_п}{D_п z d_п^3}. \quad (8)$$

Найдем допускаемое напряжение изгиба пальца:

$$[\sigma_и] = 0{,}5\sigma_т, \quad (9)$$

где $\sigma_т$ — предел текучести материала пальца.

Рассчитаем напряжение смятия в резиновых втулках [1]:

$$\sigma_{см} = \frac{2T_р \cdot 10^3}{D_п z d_п L_B}. \quad (10)$$

Третий этап — расчет фланцевых соединений.

Фланцевое соединение (ГОСТ 20761—96) — один из наиболее распространенных типов жестких муфт, разъемных в плоскости, перпендикулярной к оси вала. В приводе модернизируемого стенда применяли два фланцевых соединения, одно из которых соединяет вал промежуточной опоры с вилкой карданного вала на входе, а второе вилку карданной передачи на выходе с корпусом самозажимной муфты. Передача крутящего момента осуществляется силами трения, возникающими на стыке полумуфт от затяжки болтов и непосредственно болтами, которые работают на срез и смятие. Расчет фланцевого соединения заключается в проверочном расчете на прочность соединяющих болтов. Так как разница в крутящих моментах передаваемых обоими соединениями незначительна, то проведем расчет того соединения, которое передает больший крутящий момент, а геометрические параметры другого соединения примем такими же.

Расчет параметров фланцевого соединения между валом промежуточной опоры и вилкой карданного вала начнем с определения расчетного крутящего момента:

$$T_р = kT, \quad (11)$$

где T — крутящий момент, передаваемый соединением, $T = T_1$.

В болтах крутящий изгибающий момент вызывает деформацию сдвига (среза) по двум плоскостям и деформацию смятия. Обычно сопротивление стали деформации сдвига ниже, чем среза. Поэтому последним пренебрегают и ось рассчитывают только на срез.

Производим расчет болтов из стали 35 из условия прочности на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{4F_{ср}}{n\pi d^2} \leqslant [\tau_{ср}], \quad (12)$$

где $F_{ср}$ — сила среза;

n — число болтов в соединении;

d — минимальный диаметр болта;

$[\tau_{ср}]$ — допускаемое напряжение на срез материала болта

$$F_{ср} = \frac{2 \cdot 10^3 T_р}{D_б}, \quad (13)$$

где $D_б$ — диаметр расположения болтов;

$$[\tau_{ср}] = 0{,}3\sigma_т. \quad (14)$$

Последний этап модернизации стенда — модернизация быстрозажимной муфты. В предложенной в качестве прототипа быстрозажимной муфте вращение гайки приводит к ее осевому перемещению. Упираясь в распорную втулку, гайка вызывает ее осевое смещение и она наружной поверхностью воздействует на коромысла, прижимающие фланец муфты к фланцу вала испытываемого моста.

При разъединении муфты и фланца моста рабочий вращает гайку в обратную сторону, в результате чего между гайкой и распорной втулкой образуется зазор. Затем рабочий перемещает распорную втулку в стопорную гайку и разжимает коромысла.

Предложено модернизировать муфту в целях облегчения выполнения операции разъединения фланцев муфты и моста: установить в муфте пружину, которая бы перемещала разжимную втулку в сторону гайки.

Определим силу, необходимую для перемещения втулки:

$$F_п = F_{п1} + F_{п2}, \quad (15)$$

где $F_{п1}$ — сопротивление сил трения от перемещения втулки;

$F_{п2}$ — сопротивление от сил инерции при трогании втулки;

$$F_{п1} = mgf, \quad (16)$$

где m — масса втулки;

g — ускорение свободного падения;

f — коэффициент трения скольжения;

$$F_{п2} = \frac{m v_{ср}}{t}, \quad (17)$$

где $v_{ср}$ — средняя скорость перемещения втулки;

t — время трогания втулки.

При условии, что пружина прижимает втулку к гайке, скорость перемещения втулки будет равна скорости перемещения гайки:

$$v_{ср} = nP \cdot 10^{-3}, \quad (18)$$

где n — средняя частота вращения гайки;

P — шаг резьбы.

По требуемой выносливости определяем, что пружина относится к II классу [2].

Определяем силу пружины при максимальной деформации:

$$F_з = \frac{F_2}{1-\delta}, \quad (19)$$

где δ — относительный инерционный зазор пружины.

По ГОСТ 13766—86 выбираем пружину с необходимым наружным диаметром, обеспечивающую необходимую силу при максимальной деформации.

Определяем критическую скорость пружины по формуле:

$$v_к = \frac{\tau\delta}{\sqrt{2G\rho \cdot 10^{-3}}}, \quad (20)$$

где G — модуль сдвига материала пружины;

ρ — плотность материала пружины.

Найдем вероятность соударения витков пружины:

$$\frac{v_{max}}{v_к} < 1. \quad (21)$$

Число рабочих витков пружины рассчитаем по формуле:

$$n = \frac{C_1}{C}, \quad (22)$$

где C_1 — жесткость одного витка;

C — жесткость пружины,

$$C = \frac{F_{п2} - F_{п1}}{h}, \quad (23)$$

h — длина пружины.

Определяем общее число витков пружины:

$$n_{общ} = n + n_1, \quad (24)$$

где n_1 — число нерабочих витков пружины.

Под воздействием пружины втулка будет стремиться сместить гайку. Поэтому необходимо провести проверку параметров резьбы гайки по условию самоторможения:

$$\psi < \rho', \quad (25)$$

где ψ — угол подъема винтовой линии;

ρ' — приведенный угол трения;

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{P}{\pi d^2}, \quad (26)$$

где P — шаг резьбы;

d — средний диаметр резьбы;

$$\psi = \operatorname{arctg}\frac{P}{\pi d^2}. \quad (27)$$

Для однозаходной резьбы определяем по зависимости:

$$p' = \operatorname{arctg}\frac{f}{\cos\gamma},$$

где f — коэффициент трения в резьбе;

γ — угол наклона рабочей грани витка резьбы.

Безотказность (поток отказов P) работы стенда и любого его элемента определяется законом нормального распределения и зависит от двух составляющих — интенсивности λ потока отказов и наработки t;

$$P = \exp^{(-\lambda t)}. \quad (28)$$

Библиографический список

1. **Андросов А.А., Спиченков В.В., Андрющенко Ю.Е.** Основы конструирования машин: учебное пособие. Ростов н/Д.: ДГТУ, 1993. 152 с.

2. **Решетов Д.Н.** Детали машин: учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.

УДК 621.891

И.А. Буяновский, *д-р техн. наук,* **В.Д. Самусенко,** *канд. техн. наук,* **Ю.И. Щербаков**
(Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН)
E-mail: buyan37@mail.ru

Смазочные материалы для узлов трения механизмов и машин

Рассмотрен экономически обоснованный метод обеспечения снижения как энергетических потерь в узлах трения, которые присутствуют практически во всех современных машинах и механизмах, так и износа контактирующих деталей этих узлов — введение между трущимися поверхностями деталей узлов трения смазочных материалов — продуктов органического или неорганического происхождения, которые уменьшают потери на трение, предотвращают заедание и снижают износ трущихся тел. Описаны методы выбора смазочных материалов для узлов трения различного назначения.

The article reviewed the most widespread and most economically reasonable method of ensuring decrease power losses in frictional units which are present practically at all modern machines and mechanisms, and wear of the contacting details of these knots — introduction lubricants between the rubbing surfaces of details of these frictional units. Lubricants are products of organic or inorganic origin which, reduce losses by friction, prevent scuffing and reduce wear of the rubbing bodies. Methods of the choice of lubricants for frictional units of different function are described.

Ключевые слова: смазочный материал, выбор смазочных материалов, энергетические потери, функции смазочных материалов.

Keywords: lubricant, choice of lubricants, power consumption, functions of lubricants.

Значение смазочных материалов в эксплуатации машин

Один из наиболее эффективных путей обеспечения надежности и долговечности подвижных сопряжений машин и механизмов и минимизации энергетических потерь при их эксплуатации — использование в качестве компонентов этих сопряжений смазочных материалов (СМ). Поэтому подавляющее число узлов трения в различных областях техники, а также суставы живых существ в биологии работают в условиях смазывания. В биологии смазывание суставов осуществляется синовиальной жидкостью. В технике, как уже сказано, для этого применяют СМ. Археологическими данными установлено, что СМ использовали в древнем Египте за 1400 лет до н.э. для снижения трения при транспортировке каменных блоков и статуй, а также для обеспечения вращения колес колесниц [1]. Смазочными материалами называют продукты органического или неорганического происхождения, которые вводят между сопряженными поверхностями контактирующих деталей в целях уменьшения потерь на трение и предотвращения заедания в этом сопряжении, а также снижения износа контактирующих деталей (рис. 1).

Вследствие того, что внутреннее трение в слое СМ, полностью или частично разделяющего контактирующие поверхности, много меньше, чем внешнее трение несмазанных деталей, исключение или минимизация непосредственного контакта трущихся тел обеспечивает значительное улучшение фрикционно-износных характеристик сопряжения, вследствие чего снижаются энергетические затраты на функционирование машин и механизмов, увеличиваются надежность и долговечность узлов трения. Без использования

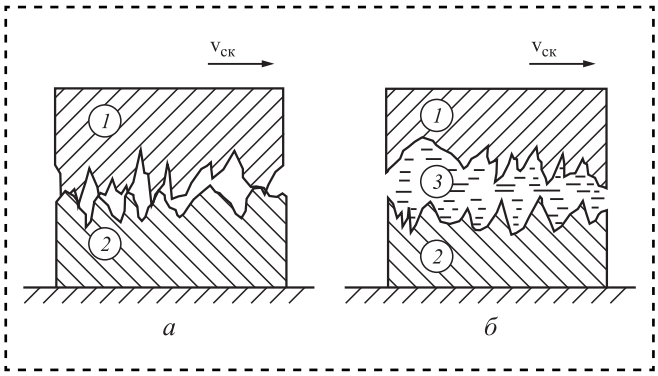


Рис. 1. Схема несмазанного (*а*) и смазанного (*б*) трибологического контакта:
1 и *2* — взаимодействующие элементы узла трения; *3* — разделяющий их слой смазочного материала

СМ немыслимо функционирование практически ни одного объекта современной техники — от детского велосипеда до космического корабля.

В настоящее время СМ рассматривают как элемент конструкции смазываемого объекта. Выбор или проектирование любого из элементов конструкции, включая СМ, определяется технической и экономической целесообразностью. СМ оценивают интервалом рабочих условий, в которых он способен функционировать, включая интенсивность его деградации в процессе эксплуатации, приводящего к необратимому изменению его функциональных свойств.

Функции смазочных материалов

К основным функциям СМ в узлах трения относят [2—4]:

- снижение трения в трибосопряжении до необходимого уровня;
- предотвращение заедания узла трения;
- уменьшение интенсивности изнашивания трущихся тел;
- отвод теплоты от зоны фрикционного контакта;
- демпфирование ударных нагрузок и вибраций;
- отвод из зоны фрикционного контакта продуктов износа и коррозии и поддержание их во взвешенном состоянии;
- защита трущихся тел и других элементов конструкции от действия внешней среды;
- уплотнение зазоров.

Классификация смазочных материалов по агрегатному состоянию

Применяемые СМ по агрегатному состоянию могут быть жидкими, пластичными (консистентными), твердыми и газообразными [2—4].

Жидкие СМ (масла — англ. liquid lubricant, lube oil) представляют собой основу (базовое масло) нефтяного, синтетического, растительного или смешанного происхождения и присадки — продукты, введение которых придает жидкому СМ те или иные служебные свойства: антифрикционные, противоизносные, противозадирные, моющие, защитные и другие. Кроме смазывающих функций, масла обеспечивают эффективный отвод теплоты и продуктов износа от места контакта и поддержание загрязняющих частиц (продуктов износа и продуктов превращений масла в процессе эксплуатации) во взвешенном состоянии, выполняя тем самым "моющие" функции.

Пластичные СМ (пластичные смазки — англ. grease) — многокомпонентные коллоидные системы, содержащие дисперсионную среду — жидкую основу (масло) и дисперсную фазу — загуститель (10...30 %), под воздействием которого жидкое масло становится малоподвижным, подобно твердому телу не меняет своей формы под собственным весом и начинает течь лишь под воздействием напряжений, превышающих некоторый предел прочности. Пластичные смазки также содержат модификаторы структуры (0,1...2 %), обеспечивающие формирование структуры смазки и добавки — присадки и (или) наполнители (1...15 %) для улучшения их эксплуатационных свойств. Наряду с пластичными смазками и маслами получили распространение *полужидкие СМ*, содержащие 2...7 % загустителя, которые подобно смазкам являются структурированными системами, но подобно маслам текут под действием собственного веса.

Твердые СМ (англ. solid lubricant) — органические или неорганические продукты, обладающие меньшим сопротивлением сдвигу,

чем материалы трущихся тел (графит, дисульфид молибдена, мягкие металлы, полимеры и т.д.). Наносятся тонким слоем на поверхности трения или подаются к месту контакта каким-либо методом (в струе воздуха, магнитно-порошковым методом, в составе антифрикционных покрытий, и т.д.).

- *Газообразные СМ* (англ. gaseous lubricant). В этом качестве применяют воздух, некоторые инертные газы, водяной пар и другие газообразные вещества.

Выбор смазочных материалов для конкретных узлов трения

Применение в технике того или иного вида СМ определяется условиями работы конкретного узла трения. В самом общем случае его ориентировочно выбирают, исходя из соотношения между относительной скоростью перемещения трущихся тел и удельными нагрузками во фрикционном контакте согласно схеме (по А.Р. Ландсдауну [5]):

Скорость →

Твердая смазка → пластичная смазка → масло → газ

← Удельная нагрузка на узел трения

Предельные условия сохранения работоспособности СМ рассматриваемых типов при различных условиях их применения, согласно А.Р. Ландсдауну, могут быть оценены с помощью рис. 2. Границы работоспособности достаточно размыты, они определяются не только типом СМ, но и его составом. Так, максимальное значение нормального давления в трибологическом контакте, смазанном пластичными смазками, при малых скоростях может варьироваться от 2 МПа для пластичной смазки общего назначения до 6 МПа для пластичной смазки, содержащей высокоэффективные противозадирные присадки или наполнители (например, дисульфид молибдена). В связи с этим на рис. 2 даны только границы, в которых варьируются предельные работоспособности рассматриваемых типов СМ при применении удельной нагрузки и скорости относительного перемещения контактирующих тел.

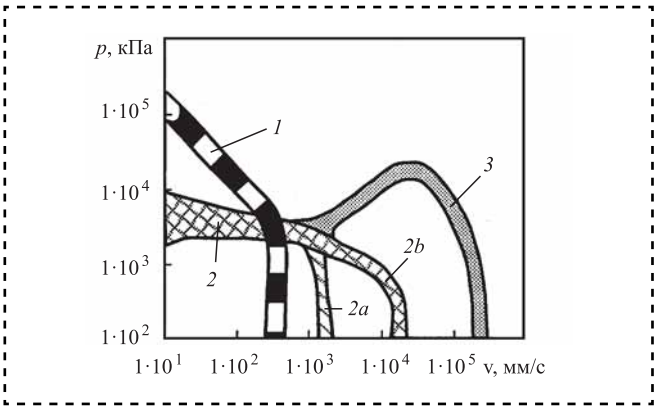


Рис. 2. Предельные значения скорости v относительного перемещения трущихся тел и нормального давления *p* в контакте для подшипниковых узлов трения при использовании различных типов смазочных материалов по А.Р. Ландсдауну [5]:
1 — твердая смазка; *2* — пластичная смазка; *2a* — для подшипников скольжения; *2b* — для подшипников качения; *3* — масла

Во многих случаях выбор типа СМ определяется конструктивными соображениями и условиями работы узла трения, а также удобством и технологичностью его обслуживания, требованиями надежности, экологической безопасности и экономической эффективности. Так, смазочные масла по сравнению с пластичными смазками имеют более высокую стабильность и чистоту, низкий коэффициент внутреннего трения, лучшую работоспособность при высоких скоростях скольжения, повышенных и низких температурах. Применение масел обеспечивает возможность их очистки в процессе работы путем фильтрации, контроля их состояния, сбора отработанного масла и его регенерации. В то же время при использовании смазочных масел следует считаться с возможностью утечек через неплотности в разъемах корпусов и маслопроводов и — в связи с этим — необходимостью применения сложных уплотнений.

Пластичные смазки, в свою очередь, отличаются хорошей работоспособностью при малых скоростях скольжения и высоких давлениях, при действии ударных и знакопеременных нагрузок, частых остановках; обеспечивают возможность работы сопряжений при больших зазорах, меньше загрязняют выпускаемую продукцию, упрощают конструкцию узла трения. Пластичные смазки эффективны для закладки в узлы трения при

их монтаже или введения периодически (герметизированные подшипники качения, узлы трения шасси и рулевого управления, карданные шарниры), а также для герметизации подвижных уплотнений, сальников, резьбовых соединений.

Твердые СМ обычно применяют в объектах, условия работы которых ограничивают возможность применения жидких или пластичных СМ (при температурах ниже температур застывания масел, или потери подвижности пластичных смазок, либо выше предельных температур их эффективной работы, при эксплуатации в условиях глубокого вакуума, при ионизирующем излучении и при экстремально низких скоростях скольжения).

Применение опор с газовой смазкой эффективно при необходимости обеспечить минимальные потери на трение как при очень высоких скоростях вращения (до 500 000 мин$^{-1}$ и более), так и с целью исключить скачки силы трения при перемещениях с очень малой скоростью скольжения (до сотых долей мм/мин), в широком диапазоне температур, а также в зонах с повышенной радиацией.

Для обеспечения требуемой эффективности и надежности функционирования узла трения СМ должен на протяжении эксплуатации сохранять свои функциональные свойства во всем заданном техническими условиями диапазоне условий эксплуатации (по температуре, контактным давлениям, скоростям относительного перемещения, продолжительности рабочего цикла), не оказывая при этом вредного воздействия на контактирующие материалы (не вызывать коррозию цветных металлов и сплавов и/или интенсивное старение эластомеров и т.д.), а также обеспечивать максимальную взрыво- и пожаробезопасность. Вредное воздействие СМ на окружающую среду на всем протяжении их жизненного цикла должно быть сведено к минимуму путем оптимизации их состава [6].

Современная промышленность выпускает широкий ассортимент СМ, состав и характеристики которых определяются их назначением.

Эксплуатационные свойства топлив, масел, смазок и специальных жидкостей изучает прикладная наука химмотология [7].

Библиографический список

1. **Буяновский И.А., Фукс И.Г., Багдасаров Л.Н.** Очерки по истории трибологии. М.: Нефть и газ, 1998. 108 с.

2. **Трение,** износ и смазка (трибология и триботехника) / под общ. ред. А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2003. 576 с.

3. **Кламанн Д.** Смазки и родственные продукты / пер. с англ.; под ред. Ю.С. Заславского. М.: Химия, 1988. 488 с.

4. **Топлива,** смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: справочник / под ред. В.М. Школьникова. М.: Техинформ, 1999. 536 с.

5. **Landsdown A.R.** A practical guide to lubricant selection. Oxford: Pergamon Press. 1982. 252 p.

6. **Евдокимов А.Ю., Фукс И.Г., Любинин И.А.** Смазочные материалы в техносфере и биосфере: экологический аспект. Киев: Аттика-Н, 2012. 292 с.

7. **Гришин Н.Н., Середа В.В.** Энциклопедия химмотологии. М.: Перо, 2016. 960 с.

Ушел из жизни доктор технических наук, профессор, член-корреспондент отраслевой академии наук

Владимир Михайлович Труханов

Владимир Михайлович родился 21 января 1939 г. После окончания школы в 1957 г. работал во Всесоюзном институте легких сплавов подсобным рабочим. После службы в Советской Армии поступил в МВТУ им. Н.Э. Баумана, которое окончил в 1967 г. по специальности "Автоматизированные испытательные и информационные системы управления летательных аппаратов" и получил квалификацию инженер-электромеханик.

По окончании института был направлен в Волгоград на завод "Баррикады" инженером-конструктором, где прошел путь до зам. главного конструктора в ОКБ. Владимир Михайлович принимал участие в создании подвижных пусковых установок и другого наземного оборудования для комплексов тактического, оперативно-тактического, среднего радиуса действия и стратегического назначения, занимаясь теоретическими и практическими задачами обеспечения надежности сложных технических систем, а также в создании и принятии в эксплуатацию 12 ракетных комплексов специального назначения, таких как "Луна", "Темп-С", Темп-2С", "Пионер" и др.

В 1975 г. за разработку "Математических моделей и инженерных методик планирования объемов испытаний ракетно-артиллерийских систем" ему была присуждена ученая степень кандидата технических наук, а в 1987 г. за разработку "Методологии создания и отработки сложных технических систем типа ракетных комплексов стратегического назначения" присуждена ученая степень доктора технических наук.

С 1976 г. параллельно с основной работой на ПО "Баррикады" В.М. Труханов преподавал в Волгоградском политехническом институте. С 1995 г. работал в ВолгГТУ на должности заведующего кафедрой, а по совместительству продолжал исследования на ФГУП ПО "Баррикады".

В 1994 г. Владимир Михайлович был избран членом-корреспондентом Российской академии ракетных и артиллерийских наук, а в 2002 г. ему присвоено звание "Заслуженный деятель науки РФ". Под его руководством защищено 7 кандидатских диссертаций, создана научная школа по методологии обеспечения надежности сложных технических систем на всех этапах жизни изделий.

Владимир Михайлович был членом редсовета журнала "Сборка в машиностроении, приборостроении"

Редакционный совет и редакция журнала
выражают соболезнования родным и близким Владимира Михайловича

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение", 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Учредитель ООО "Издательство "Инновационное машиностроение".
Адрес электронной почты издательства: **mashpubl@mashin.ru**;
редакции журнала: **sborka@mashin.ru, http://www.mashin.ru**
Телефон редакции журнала: 8 (499) 269-54-98, факс: 8 (499) 269-54-96.
Технический редактор *Патрушева Е.М.* Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 16.09.2019. Подписано в печать 06.11.2019. Формат 60 × 88 1/8.
Бумага офсетная. Усл. печ. л. 5,88. Свободная цена.
Оригинал-макет и электронная версия подготовлены в ООО "Адвансед солюшнз". Сайт: **www.aov.ru**
Отпечатано в ООО "Канцлер", 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.