

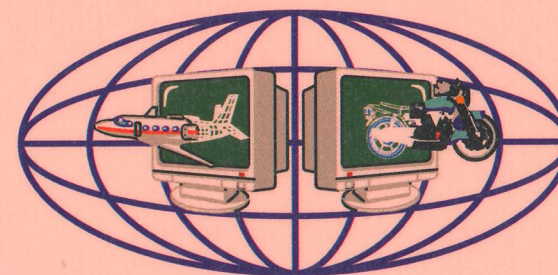


**ДОНЕЦКИЙ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

**ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И
СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ**

**Международный
сборник научных трудов**

ВЫПУСК 30



ДОНЕЦК - 2005

**ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

**ПРОГРЕСИВНІ ТЕХНОЛОГІЇ І
СИСТЕМИ МАШИНОБУДУВАННЯ**

Міжнародний
збірник наукових праць

Випуск 30

ДОНЕЦЬК – 2005

ББК К5я54
УДК 621.01(06)

Прогресивні технології і системи машинобудування: Міжнародний зб. наукових праць. – Донецьк: ДонНТУ, 2005. Вип. 30. – 307 с.

ISBN 966-7907-18-X

У міжнародному збірнику наукових праць наведені деякі питання теорії та практики обробки виробів прогресивними методами, показані досягнення та шляхи розвитку технологічного обладнання, оснащення, металорізального інструмента та нанесення спеціальних покриттів на вироби машинобудування. Розглянуті окремі аспекти автоматизації виробничих процесів і надійності технологічного обладнання. Висвітлені сучасні проблеми матеріалознавства у машинобудуванні.

В даному збірнику друкуються вчені та провідні фахівці із України, країн близького та далекого зарубіжжя. Призначений для науково-технічних робітників, ПТР і спеціалістів у галузі машинобудування.

Видається при сприянні Міжнародного союзу машинобудівників.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ:

Мінаєв О.А. (голова, Україна), Михайлов О.М. (заст. голови, Україна), Іщенко О.Л. (секретар, Україна), Бугенко В.І. (Росія), Бухач А. (Польща), Горобець І.О. (Україна), Калафатова Л.П. (Україна), Керекеш Т. (Румунія), Малишко І.О. (Україна), Маглоха П.Г. (Україна), Навка І.П. (Україна), Новіков М.В. (Україна), Парасків Д. (Румунія), Прутяну О. (Румунія), Седуш В.Я. (Україна), Семенченко А.К. (Україна), Скідан І.А. (Україна), Суслов А.Г. (Росія), Тока О. (Молдова), Шевченко Ф.Л. (Україна).

Видається за рішенням Вченої Ради Донецького національного технічного університету (протокол № 5 от 17.06.2005 р.).

Адреса редакційної колегії:

Україна, 83000, м. Донецьк, вул. Артема, 58, ДонНТУ, кафедра ТМ.
Тел.: +38 (062) 305-01-04, +38 факс: (062) 305-01-04
E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua
http://donntu.edu.ua

ISBN 966-7907-18-X

© Донецький національний
технічний університет, 2005 р.

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ДЕФОРМАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ

Абусдель А.М., Ильинков А.В., Ильинкова Т.А.
(КГТУ им. А.Н.Туполева, г. Казань, Россия)

The model can be used to assess the effects of numerous material, process, or geometric variables on the stress behavior within a TBC. Two principal variables originally studied and characterized during model were bond-coat thermal expansion, and interfacial roughness. The outputs of the model include stresses as functions of location and direction. The model has been applied to simulate the effect of using different types of bond coat with different coefficient of thermal expansion, optimum top coat thickness and surface roughness of a typical side TBC composed of 0.1-mm-thick NiCrAlY bond coat and a 0.25-0.5 mm-thick top coat comprised of a mixture of zirconia with 8 weight percent yttria.

В процессе развития авиадвигателестроения постоянно ужесточаются требования к материалам. Рабочие и сопловые лопатки турбины ГТД являются наиболее нагруженными деталями двигателя. Они эксплуатируются в условиях высоких температур, усталости, ползучести, в агрессивной среде продуктов сгорания топлива, в условиях. Поэтому требования к материалам лопаток чрезвычайно высоки.

В настоящее время лопатки турбины изготавливают из жаропрочных и жаростойких сплавов на никелевой основе. Кроме того, их изготавливают с воздушным охлаждением и защитой поверхности с помощью напыления керамического слоя на основе ZrO_2 , имеющего низкую теплопроводность, что позволяет снизить температуру поверхности лопатки примерно на $170^{\circ}C$.

Для улучшения адгезии керамического слоя на поверхность лопатки наносят подслои из сложного легированного никелевого сплава, который по своим характеристикам должен быть близким к сплаву основы. Таким образом, имеем сложную композиционную систему, состоящую из трех и более элементов, на которую воздействуют механические и термические нагрузки.

Для обеспечения работоспособности данной системы в течение длительного времени необходим правильный выбор состава каждого элемента и его толщины.

Как известно, при работе лопаток наибольшее значение имеют растягивающие напряжения. Кроме того, такие напряжения являются наиболее опасными для хрупкой керамики. Поэтому определение состава каждого элемента и его толщины было проведено в расчете именно на растягивающие напряжения. Для моделирования такого напряженно-деформированного состояния используется четырехточечный изгиб. Его схема приведена на рис. 1.

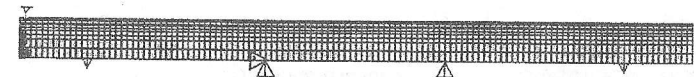


Рис. 1. Для определения величин напряжений и деформаций композиционной системы применялся метод конечных элементов (МКЭ), реализованный в прикладном пакете ANSYS

Осуществление данной задачи требует знание зависимостей от температуры таких характеристик основы, подслоя и внешнего керамического слоя, как коэффициент тер-

ВІБРОУДАРНА ГОЛОВКА БУРИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ

Іскович-Лотоцький Р. Д., Іванчук Я. В. (ВНТУ, м. Вінниця, Україна)

Development of immersing shock unit, allows to carry out a rotation shock unit in drilling deep chinks, for increase of mechanical speed passableness which efficiency is based on significant decrease in resistibility of rocks to destruction at dynamic loading in comparison with static.

Вступ: Для буріння скважин різного призначення в породах середньої і високої твердості широко використовуються ударно-обертальний і обертально-ударний способи із застосуванням поверхневих і забойних ударних машин з гідравлічним пневмоприводом [1]. При механічному колонковому бурінні застосовуються малогабаритні занурювальні гідроударники [2]. Ефективність застосування цих гідроударників забезпечує збільшення підведеної до забою додаткової енергії, що генерується за допомогою ударних імпульсів. Останні забезпечують інтенсифікацію процесу руйнування породи, внаслідок зменшення питомої енергоємності руйнування при динамічному характері прикладеного до них навантаження.

Постановка проблеми: Основна частина усього об'єму бурових робіт виконується механічними способами, із яких переважають обертальний, обертально-ударний і ударно-обертальний. В залежності від геологічних умов і призначення більшості випадків вибір способу буріння ведеться між шарошечним бурінням, пневмо- або гідроударним бурінням. У той же час існують області буріння, де подальше підвищення ефективності ведення робіт зв'язано з комбінацією відомих способів [3].

Засоби ударної дії, що розраховані на роботу в умовах великих глибин при відповідних параметрах промивочних агентів, повинні мати невеликі габаритні розміри особливо по зовнішньому діаметру, і забезпечувати необхідні енергетичні характеристики удару, які сприятимуть процесу буріння [2].

Занурювальні гідроударники, що випускають серійно в країнах СНД і в Європі, мають спільний принцип дії: розгін ударного бойка і удар його по наковальні відбувається під дією власної ваги і енергії пружного елемента, а під час ударника в результаті відскоку при ударі із одночасним стисненням пружного елемента. Гідроударники за конструктивним виконанням і характером робочого процесу діляться на хвильові і клапанні. Постійна робота над підвищенням вимог до міцності, надійності і технічного ресурсу основних деталей гідроударників пояснює велику кількість існуючих конструктивних рішень. Широко розповсюджені гідроударники Г-76, Г-59, ССК-59ЭВ, КССК-76.ГВ-6, ГБМС-П. [2], що випускаються вітчизняною промисловістю, але кожна з цих конструкцій має як переваги так і недоліки. Тому знаходження більш ефективних конструктивних рішень гідроударників, що входять до складу головок бурильних установок, залишається актуальною задачею. В першу чергу це стосується створення малогабаритних регульовально-розподільних механізмів, що відрізняються надійністю в роботі та простотою конструкції.

Формулювання цілей статті та виклад основного матеріалу: У запропонованій конструкції віброударної головки (рис. 1) бурильної установки вирішується задача створення ефективного механізму гідроударника, в якому за рахунок наявності клапана із самовстановлюючим сідлом, регульовальних пристроїв та конструктивних особливостей гідророзподільних пристроїв досягається можливість

виконання посадки основного клапана одночасно по трьом поверхням, зменшення сили удару клапана об самовстановлююче сідло шляхом демпфування, і можливість регулювання основних параметрів гідроударника, що приводить до підвищення ефективності механізму, а також використання його при різних режимах роботи.

Під час віброударної головки наступним чином. Промивочна рідина під тиском через гідролінії 11 поступає в підпоршневу порожнину a поршня-золотника 9, в свою чергу із перекриттям h розміщене самовстановлююче сідло 10. Під дією тиску p промивочної рідини на робочу площу S_1 поршня-золотника 9 поршень-золотник 9 змушується переміщуватись вгору, стискаючи контактну пружину 8 жорсткістю k до змикання її витків, а самовстановлююче сідло 10 відсувається на місці. Причому жорсткість контактної пружини 8 вибирається із умови

$$P_1 > P_2$$
 де p – тиск налагодження спрацювання клапана. Далі поршень-золотник 9 рухається разом з ударним бойком 7 відносно самовстановлюючого сідла 10, до тих пір поки не пройде перекриття h_1 і не з'єднає порожнини a і b із зливними гідролініями 5. При з'єднанні порожнин a і b у останній імпульсно зростає тиск та змушується за рахунок перепаду тиску на дроселях 13. Під дією імпульсу тиску змушується спільний підйом ударного бойка 7 і поршня-золотника 9 та стискання пружини 6. В цей час порожнина b з'єднується із зливними гідролініями 5. Промивочна рідина витікає із порожнин b і a гідроциліндра 3, відбувається падіння тиску, і силова пружина 6 починає розпрямлятися за рахунок накопиченої енергії пружної пружини. При цьому ударний бойок 7 ударяється по запличкам гідроциліндра 3, в свою чергу і являється наковальнею, тобто відбувається удар. Відповідно зростає тиск у вихідне положення поршень-золотник 9 і перекриває доступ рідини з порожнини a в порожнину b , тобто від'єднує зливні гідролінії 5 від напірних гідроліній. Під час удару тиск рідини у підпоршневій порожнині b зменшує удар поршня-золотника 9 в контактну пружину 8 за рахунок демпфування. Система переходить у вихідне положення і робочий цикл повторюється.

Аналіз робочого процесу і складання динамічної моделі: Аналіз конструктивної схеми гідроударника показує, що механізм даного типу представляє собою гідромеханічну систему, яка складається з твердих елементів в поєднанні з пружними елементами. Для дослідження гідромеханічних систем з розподіленими параметрами за осей координат параметрами – масою, пружними і дисипативними силами, використовують диференціальні рівняння в частинних похідних, загальний розв'язок яких завжди прийнятний для прикладних інженерних задач. Також значно ускладнює аналіз дослідження і нелінійний характер більшості діючих в системі сил.

Для гідромеханічної системи гідроударника виконується умова, що частота власної дії вібробуджувача гідроімпульсного приводу на гідросистему менше її резонансної частоти. Це дозволяє не враховувати хвильові процеси і розглядати систему гідроліній такими, що деформуються у поперечному перерізі безінерційно, тобто використовувати звичайні диференціальні рівняння для дослідження динаміки системи [4].

На основі запропонованої структурно-розрахункової схеми гідроударника (рис. 1) проведено аналіз робочого процесу та розроблені спрощені динамічні моделі кожної з частин: руху поршня-золотника та ударного бойка відповідно масами m та M .

Перша фаза – це рух поршня-золотника m до повного стискання контактної пружини жорсткістю k_1 . Зусилля стискання контактної пружини P_1 розраховується за

умови $P_k \leq k_1 h$, яке менше зусилля P_n налагодження регулювальної пружини P_n спрацьовування системи розподілення. Попередній рух поршня-золотника завершується притисканням останнього до бойка-ударника. При цьому напірні гідролінії і порожнина a не з'єднані з порожниною b та зливними гідролініями. Динамічну модель першої фази руху можна представити у вигляді одномасової моделі (рис. 3, а), у якій крім пружних сил також враховані сили опору ΣR_f . Рух маси m розглядається по координаті x_1 під дією тиску $p_{u1}(t)$, що утворюється в порожнині a і діє на площу S_1 .

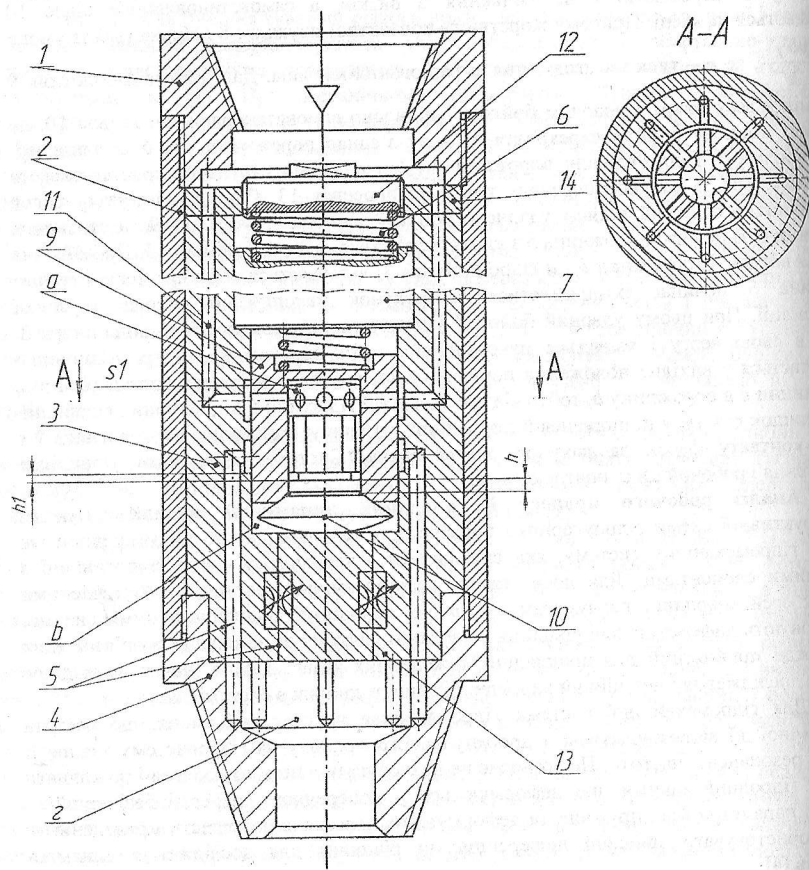


Рис. 1. Конструктивна схема гідроударника:

1 і 4 – верхній і нижній перехідник, 2 – корпус гідроциліндра, 3 – гідроциліндр, 5 – зливні гідролінії, 6 – силові пружини, 7 – ударний боек, 8 – контактна пружина, 9 – поршень-золотник, 10 – самоустановлююче сідло, 11 – напірні гідролінії, 12 – регулювальний гвинт, 13 – форсунки-дроселі, 14 – кришка

Друга фаза починається із спільного руху по координаті x_{II} приведеної маси $m+M$ поршня-золотника та поршня-ударника (рис. 3, б). Початок руху визначається моментом у системі тиску $p_{u1}(t)=p_n$, що діє на площу S_1 та перевищує зусилля пружини $P_n \leq p_n S_1$. У момент $x_{II}=h_1$ порушується герметичність перекриття доступу рідини з порожнини a у порожнину b . В останній формується імпульс сили P_i за рахунок миттєвого збільшення площі до S_2 ($S_2 \gg S_1$). Фактично рух приведеної маси $m+M$ відбувається під дією цього імпульсу, що визначає її початкову швидкість

$V_0 = \frac{P_i}{m+M}$. Тому динамічна модель другої фази робочого процесу теж може бути представлена у вигляді одномасової. Ця фаза закінчується в момент максимального притискання пружини k_2 . Якщо знехтувати силами тертя, то

$$\frac{(m+M)V_0^2}{2} = \frac{k_2 x_{II \max}^2}{2}, \quad x_{II \max} = V_0 \sqrt{\frac{m+M}{k_2}}$$

Третя фаза починається рухом ударного бойка по координаті x_{III} та поршня-золотника по координаті x_{III} вниз. Цей рух відбувається під дією сили стисненої пружини $k_2 x_{II \max}$.

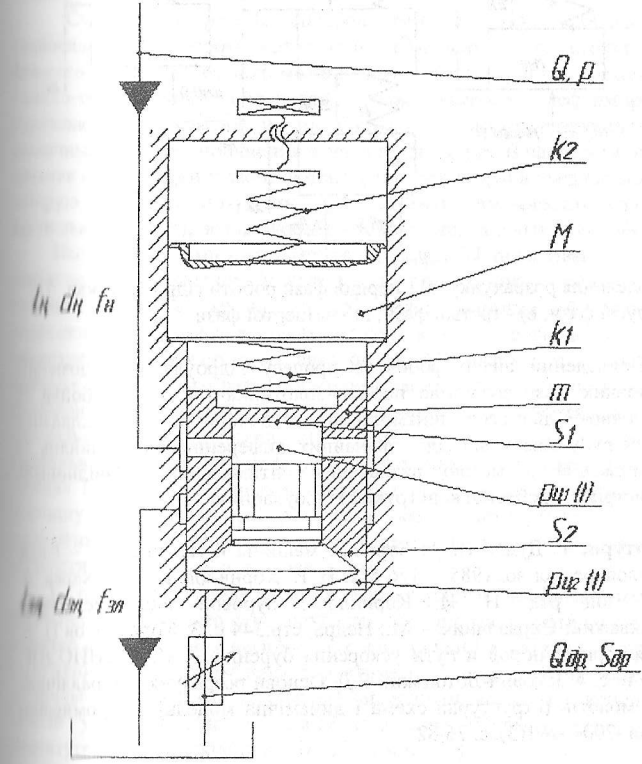


Рис. 2. Структурно-розрахункова схема гідроударника

Приведені довжина l_m , l_{3n} , діаметр d_m , d_{3n} та площа f_m , f_{3n} прохідного перетину напірної та зливної гідроліній; Q – витрати насосу; Q_{op} – витрати на дросельному отворі та площа його прохідного отвору S_{op} .

Динамічна модель цієї фази робочого процесу наведена на рис. 3, в. В моделі враховані відповідно сили опору рухові маси M ($\Sigma R_{III M}$) та маси m ($\Sigma R_{III m}$, $p_{42}(t) \cdot S_4$). Закінчується ця фаза в момент удару маси M по запличкам корпусу гідроударника. Якщо вважати, удар абсолютно жорстким і відсутній відскок, то на цьому третя фаза завершується.

Четверту фазу слід розглядати як гальмівний рух маси m поршня-ударника початковою швидкістю набутою в момент закінчення третьої фази руху при посадці на самовстановлююче сідло та витисненні рідини з порожнини b через дросельний отвір під дією контактної пружини k_1 (рис. 3, г).

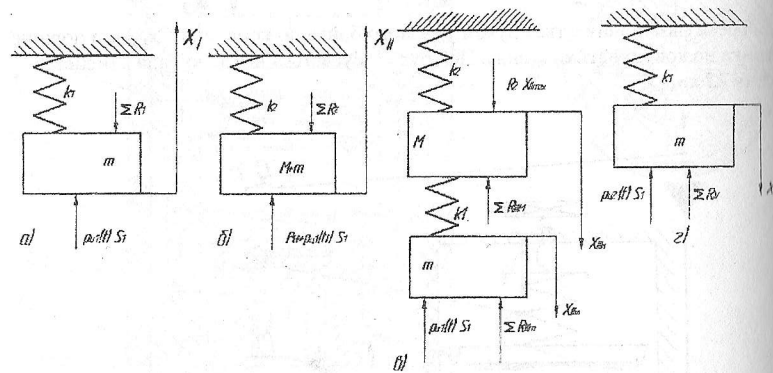


Рис.3. Динамічні моделі для розрахунку: а) - першої фази роботи гідроударника, б) - другої фази, в) - третьої фази, г) - четвертої фази

Висновок: Приведений аналіз робочого процесу гідроударника дозволило виділити чотири основних фази руху мас поршня-золотника і ударного бойка і розробити відповідні одно- і двомасові динамічні моделі використані для складання математичних моделей руху мас у вигляді звичайних диференціальних рівнянь. Подальшого їх дослідження з метою визначення оптимальних співвідношень конструктивних параметрів розробленої конструкції гідроударника.

Список літератури: 1. Дудля Н. А. Буровые машины и механизмы. – Киев: Донецк: Вища шк., Головное изд-во, 1985. – 176 с. 2. Н. И. Корнилов, Н. Н. Бухарев, Т. Киселев и др. Под ред. Н. И. Корнилова, Буровой инструмент для геологоразведочных скважин: Справочник. – М.: Недра, стр.344 с. 3. Колесников Н. А. Процессы разрушения горных пород и пути ускорения бурения. – М.: ВНИИОЭНГ, 1985. Сер. Бурение. – 40 с. 4. Іскович-Лотоцький Р.Д., Основи розрахунку гідравліки інерційних вібропрес молотів (структурна схема і динамічна модель) // Промислова гідравліка і пневматика. -2004.-№1(3). с. 76-82.

Слано в редакцію 30.05.05
Рекомендовано д.т.н., проф. Бутенко В.И.

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИ ДЕЙСТВИИ ЦИКЛИЧЕСКИХ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

Каплунов В.Г., Каплунов П.В., Паршенко К.А. (ХНУ, г. Хмельницький, Украина)

Experimental investigation of fatigue and long term of using of ball thrust bearings made of steel ShH15, 45, H12 with different hardening coverings of TiN are held. It is shown that hardening coverings lessen fatigue and raise the long term of using of bearings under the condition of being laid on hard base and the gradient of hardening on the thickness is minimum/ The technology of nitrohardening of steel ShH15, which raises the long term of using of ball bearings in 1.8 times in comparison with hardening using traditional technology.

В технике большое количество деталей машин, инструментов и оснастки работают при больших циклических контактных напряжениях: например, зубчатые колеса, колеса железнодорожного транспорта, вальцы прокатных станов, штампы и др. Проблема повышения их износостойкости и долговечности имеет большое экономическое значение и является актуальной.

Существуют разные способы решения этой проблемы. Они связаны с рациональным выбором материалов, изменением их структуры, химического и легированного составов, физико-механических характеристик методами термической и вакуумно-термической обработки, пластического деформирования, нанесения защитных покрытий и др. Однако механизм разрушения поверхности при различных методах упрочнения изучен не до конца. В частности, недостаточно изучено влияние конструкции и свойств покрытий, структуры и твердости материала основы, на которую наносятся покрытия, при действии циклических контактных нагрузок и касательных усилий, возникающих в зоне контакта и вызывающих проскальзывания.

Исследования многих авторов [1, 2, 3, 7] показывают, что при циклическом контактом нагружении, например, в подшипниках качения, под воздействием касательных нагрузок кроме других видов напряжений возникают касательные напряжения, величина которых играет важную роль в зарождении и развитии микротрещин. Некоторые из авторов [5, 6] считают это положение решающим в процессе усталостного развития микротрещин и долговечности подшипников качения. Исследования [8] закономерностей выкрашивания поверхностей качения, роликов с использованием показали, что глубины залегания максимальных главных и касательных напряжений совпадают с глубинами зон выкрашивания материалов пар качения. Поэтому исследование влияния характеристик покрытия и вида нагружения на структуру и характер распределения касательных напряжений при контактом нагружении в подшипниках качения является актуальной задачей для определения их контактной прочности и долговечности.

С целью изучения влияния характеристик и физико-механических свойств покрытий (толщины, модуля упругости и градиента свойств по глубине) на величину и характер распределения касательных напряжений в материале детали при контактом нагружении, нами проведены теоретические исследования на модели (пластины с различными вариантами покрытий) численным методом с использованием графовой модели упругого тела и пакета программ «Термоупругость», разработанной в институте проблем прочности НАН Украины [9].

СОДЕРЖАНИЕ

Абусдель А.М., Ильников А.В., Ильникова Т.А. РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ДЕФОРМАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОЗАЩИТНЫХ ПОКРЫТИЙ.....	3	Грабовский А.П., Тимошенко А.В., Халимон А.П. ОКИНЕТИКЕ ДЕФОРМАЦИОННОГО НАКОПЛЕНИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ В КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛАХ ПРИ ПЕРЕМЕННОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ.....	75
Александров И.В., Волошин А.И., Колесник В.Ф., Стрельников В.Н. РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ В ВЫПУКЛО – ВОГНУТОМ КОНТАКТЕ СОПРЯЖЕННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ.....	10	Гросул І. А., Боков В. М. ФІЗИЧНІ ОСОБЛИВОСТІ ІНІЦЮВАННЯ РОЗРЯДІВ ПРИ РОЗМІРНІЙ ОБРОБКИ ДУГОЮ.....	80
Байков А.В., Михайлов А.Н., Голубов Н.В., Ищенко А.Л. НОВЫЕ СХЕМЫ МНОГОИНСТРУМЕНТНОГО ШЛИФОВАНИЯ ИЗДЕЛИЙ ИЗ ХРУПКИХ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ.....	14	Іванов Д.Ю. РАСЧЕТ УСИЛИЙ, ВОЗНИКАЮЩИХ ПРИ НЕСООСНОСТИ ВАЛОПРОВОДОВ С ГЛАВНЫМИ МЕХАНИЗМАМИ.....	87
Бахадиров Г.А. ИССЛЕДОВАНИЕ ВАЛКОВОЙ ПАРЫ ДЛЯ МЕХАНИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ ЛИСТОВОГО МАТЕРИАЛА.....	19	Іскович-Лотоцький Р. Д., Іванчук Я. В. ВІБРОУДАРНА ГОЛОВКА БУРИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ГІДРОІМПУЛЬСНИМ ПРИВОДОМ.....	92
Божидарник В.В., Максимович О.В. ВИЗНАЧЕННЯ НЕСТАЦІОНАРНИХ ТЕМПЕРАТУРНИХ ПОЛІВ У АНИЗОТРОПНИХ ТОВСТИХ ПЛАСТИНАХ.....	26	Каплун В.Г., Каплун П.В., Паршенко К.А. ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИ ДЕЙСТВИИ ЦИКЛИЧЕСКИХ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ.....	97
Бочарова И.А., Витренко В.А., Воронцов Б.С., Кириченко И.А., Пилипенко В.Н. ЗУБОТЧЕНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ПРОФИЛЕМ.....	32	Киселев Е.С., Ковальников В.Н. АЛМАЗНОЕ ВЫГЛАЖИВАНИЕ ЗАГОТОВОК С ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ РЕЛАКСАЦИЕЙ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ.....	105
Бредихин В.Н., Кожанов В.А., Кушнерова Е.Ю. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ ПОТОКОВ.....	37	Клягин Г.С., Ростовский В.И., Пономарева Я.Ю. ТЕХНОЛОГИЯ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ПОДГОТОВКИ АГЛОМЕРАЦИОННЫХ ШИХТ С ПОВЫШЕННЫМ СОДЕРЖАНИЕМ ЗАСКЛАДИРОВАННЫХ ШЛАМОВ.....	111
Букин С.Л., Машиниченко А.Г. ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ ПРИВОДА ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВОЗБУДИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ ВИБРОМАШИНЫ ИНЕРЦИОННОГО ТИПА.....	43	Крючков Ю.С., Кипреев Ю.Н. НЕЛИНЕЙНАЯ ТЕОРИЯ СЛОЖНЫХ СИСТЕМ ПРИ КРАТКОВРЕМЕННОМ ВОЗДЕЙСТВИИ.....	121
Буленков Е. А., Михайлов А. Н. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДВУХМЕРНОЙ АЛГЕБРЫ ГРУПП ПРИ СИНТЕЗЕ МНОГОНОМЕНКЛАТУРНЫХ РОТОРНЫХ СИСТЕМ.....	48	Лещенко А.И. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МАКСИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕНИЯ ПОДАЧИ ИЗ УСЛОВИЯ ДОПУСТИМОЙ ШЕРОХОВАТОСТИ ПРИ ОБРАБОТКЕ ПОВЕРХНОСТИ П ПЕРЕМЕННОЙ КРИВИЗНЫ.....	128
Гладчук Е.А. ПОВЫШЕНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДИСКРЕТНОГО ДЕЙСТВИЯ НА ПРИМЕРЕ ПРОКАТНОГО СТАНА.....	56	Марчук В.І., Денісюк В.Ю., Чалій В.Д. МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ БЕЗЦЕНТРОВОГО ШЛИФУВАННЯ ДОРІЖОК КОЧЕННЯ ВНУТРІШНІХ КІЛЕЦЬ РОЛИКОПІДШИПНИКІВ ДЛЯ КЕРУВАННЯ ПАРАМЕТРАМИ МІКРОРЕЛЬЄФУ ОБРОБЛЮВАНІХ ПОВЕРХОНЬ.....	133
Гондлах А.В., Чемерис А.О., Васильев В.С. РАСЧЕТ ПОЛУЖЕСТКОЙ ДИСКОВОЙ МУФТЫ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ С УЧЕТОМ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ДИСКОВ И ТРЕНИЯ МЕЖДУ НИМИ.....	60	Мелехов Р.К., Круцан Г.М., Тубілевич К. ДЕЯКІ КОРПУСНІ МАТЕРІАЛИ ДЛЯ МОРСЬКИХ ОБ'ЄКТІВ.....	141
Горобец И.А., Михайлов А.Н. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ШЛИФОВАНИЯ ТОНКИХ ЗАГОТОВОК ИЗ ПРИРОДНОГО КАМНЯ.....	66	Мельничук П.П., Выговский Г.Н., Громовой А.А. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ЧИСТОГО ТОРЦОВОГО ФРЕЗЕРОВАНИЯ.....	151

Международный сборник научных трудов
Прогрессивные технологии и системы
машиностроения

Выпуск 30

ISBN 966-7907-18-X

Компьютерная верстка сборника – инженер Кульбида О.О.

Пописано к печати 8.07.2005.	Формат 60x84 1/16	Бумага MAESTRO
Ризографическая печать	Усл. печ. л. 18,10	
Уч.-из. л. 19,46	Тираж 350 экз.	Заказ № 2

Издательство ЧП "Технополис"
Свидетельство о внесении в государственный реестр субъекта
издательского дела ДК № 1221 от 05.02.2003.
83000, г. Донецк, пр. Дзержинского 1, к. 6.402,а
Тел. (062) 305-01-04, (0622) 91-08-40
E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua