

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМЕНІ АДМІРАЛА МАКАРОВА**

Ломаковська Тетяна Юріївна

УДК [629.12-8:621.438]: [621.896:669.018.6]

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ УПОРНИХ І
ОПОРНИХ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ СУДНОВИХ
ВАЛОПРОВОДІВ**

Спеціальність 05.08.05 - Суднові енергетичні установки

**Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата
технічних наук**

Миколаїв-2007

Дисертацію є рукопис.

Робота виконана в Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова Міністерства освіти і науки України

Науковий керівник - кандидат технічних наук, доцент

Кіпрсєв Юрій Миколайович,

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
професор кафедри механіки і конструювання машин

Офіційні опоненти - доктор технічних наук, професор

Ханмамедов Серго Альбертович,

Одеська національна морська академія; завідувач кафедри СЕУ

кандидат технічних наук, доцент

Чередниченко Олександр Костянтинович,

Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова,
доцент кафедри СЕУ

Провідна організація — Одеський національний морський
університет Міністерства освіти і науки України, м. Одеса

Захист відбудеться « 2 » липня 2007р. о 10 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д38.060.02 Національному університеті кораблебудування імені адмірала Макарова за адресою: 54025, м. Миколаїв, проспект Героїв Сталінграду, 9

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова за адресою: 54025, м. Миколаїв, проспект Героїв Сталінграду, 9

Автореферат розісланий « 1 » червня 2007р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої
ради Д38.060.02

Тимошевський Б.Г.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Валопровід є основним елементом СЗУ, що забезпечує передачу енергії ДВЗ до гвинта. Працездатний стан цього елемента визначає живучість судна, безпеку мореплавання і збереження вантажу. Реалізація функціонального призначення валопроводу дозволяє здійснювати рух судна із заданою швидкістю і виконати необхідні зміни траєкторії руху судна. Від ефективності роботи валопроводу залежить екологічність роботи пропульсивного комплексу і величина енергетичних втрат в ньому. Технічний стан валопроводу зумовлює експлуатаційні витрати на обслуговування судна, тривалість і обсяг ремонтних робіт при докуванні судна, визначає тривалість виведення судна з експлуатації. Тому розробка більш досконалих і надійних елементів судових валопроводів є актуальною проблемою.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.

Дисертаційна робота виконана відповідно до тематичного плану Міністерства освіти і науки України № 15/20-148 від 08.02.2001 р., рішення УДМТУ № 15 від 22.11.2000р., секція машинобудування за темою «Вдосконалення теорії проектування конструкцій, трибологічних вузлів і їх елементів при експлуатації в екстремальних умовах», розділ «Вдосконалення теорії змащування трибологічних вузлів з модифікованими поверхнями контакту» за номером державної реєстрації 0102U001017 (2001-2003 р.р.). На всіх етапах досліджень дисертантка виконувала теоретичні та експериментальні дослідження трибологічних судових вузлів.

Метою дослідження є підвищення ефективності роботи упорних і опорних підшипників ковзання судових валопроводів. Для досягнення поставленої в роботі мети були вирішені наступні **задачі**:

1. Розробка конструктивних елементів підшипника ковзання судового валопроводу з нахилено-еквідистантними поверхнями (НЕП).
2. Розробка математичної моделі підшипника ковзання з НЕП для судових валопроводів.
3. Дослідження впливу режимів роботи і конструктивних розмірів на несучу здатність підшипника і енергетичні втрати в ньому.
4. Створення дослідного зразка вузла валоповоротного пристрою з НЕП. Виконання експериментальних досліджень несучої здатності підшипників з НЕП. Перевірка адекватності розробленої математичної моделі зіставленням з експериментальними даними.
5. Визначення енергетичних втрат у вузлах з НЕП.
6. Розробка документації для проектування раціональних конструктивних підшипників ковзання з НЕП для судових валопроводів, елементів СЗУ, номінування режимів їх роботи і організація їх експлуатації.

Об'єктом дослідження в роботі є процеси, що проходять у валопроводі при передачі потужностей від головного двигуна до рушія.

Предмет дослідження є процеси взаємодії судових валів з упорними і опорними підшипниками ковзання.

Методи дослідження. Для досягнення основної мети дисертаційної роботи використані наступні методи:

- математичного моделювання з використанням засобів обчислювальної техніки;
- методи непрямих вимірювань параметрів, що характеризують процеси взаємодії елементів з НЕП в реальному масштабі часу;
- методи математичної статистики для обробки результатів вимірювань.

Наукове положення, яке виноситься на захист:

Ефективність СЗУ може бути підвищена шляхом застосування у підшипниках ковзання НЕП.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в наступному:

1. Вперше розроблено математичну модель НЕП підшипникових вузлів тертя суднового валопроводу; запропоноване рішення дозволяє забезпечити стійкість гідродинамічного режиму тертя і підвищити несучу здатність навантаження і механічний ККД вузла.

2. Встановлено, що максимальний тиск змащувального шару залежить від поєднання конструктивних параметрів при відповідній товщині змащування.

3. Теоретично показано і експериментально підтверджено, що механічний ККД вузлів тертя з НЕП залишається на високому рівні при зміні навантаження в межах від 50% до 100% від номінального.

4. На підставі теоретичних і експериментальних досліджень визначені інтервали оптимальних конструктивних і експлуатаційних параметрів, що забезпечують перехід вузла на рідинне тертя:

- кут нахилу поверхонь, що труться $\alpha = 1' - 3'$;

- коефіцієнт k , що дорівнює відношенню довжини еквідистантної поверхні до довжини нахиленої поверхні, складає 0,3;

- довжина похилої поверхні $L_2 = 17 - 24$ мм.

5. За попередніми оцінками підвищення ефективності підшипників судового валопроводу за рахунок застосування НЕП, характеризується:

- збільшенням механічного ККД пропульсивної установки на 2-4 %;

- зниженням витрати палива на 2 - 4 %;

- зменшенням витрат масла до 30%;

- зменшенням зносу контактних поверхонь, що забезпечує збільшення моторесурсу вузла майже в 2 рази та збільшення терміну служби масла; крім того термін служби масла зростає у зв'язку із зменшенням температури

в зоні контакту вдвічі (в'язкість масла не змінюється, в масло не обов'язково додавати антифрикційні добавки).

Практичне значення отриманих результатів полягає в розробці методики вибору конструкційних параметрів підшипникового вузла з НЕП; в створенні вузла валоповоротного пристрою з механічним ККД близько 0,98, розробленого на основі математичної моделі НЕП вузлів тертя, та експериментального стенду щодо його випробувань. Використання НЕП дозволяє забезпечити рідинний режим тертя у вузлах СЕУ, істотно підвищити несучу здатність, механічний ККД, надійність і довговічність роботи вузлів.

Основні результати роботи були перевірені на експериментальному стенді при випробуваннях вузла валоповоротного пристрою. Виконані і упроваджені результати розрахунків в навчальний процес, що підтверджене відповідними актами.

Наведені приклади з використання НЕП в підшипниках ковзання, а також в крейцкопфах судових ДВЗ, в яких показано наявність необхідної кількості зон підтримки рухомих деталей і характер розподілу тиску для забезпечення рідинного тертя та центрування деталі в цьому вузлі.

Особистий внесок здобувача. Роботи [1, 3-9] виконані без співавторів. Наведені в опублікованих роботах математична модель; нові технічні рішення, які захищені декларативним патентом на винахід; результати розрахунку схем; методика вибору експлуатаційних і конструктивних параметрів; аналіз отриманих результатів і можливості застосування в практиці розроблені і виконані особисто здобувачем. Загальна постановка задачі досліджень, проведених в роботі, належить науковому керівнику. Особистий внесок здобувача також підтверджують самостійні публікації і доповіді на міжнародних наукових конференціях.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертації доповідалися і обговорювалися на міжнародних науково-технічних конференціях "Машинобудування і техносфера на рубежі ХХІ століття" (м. Севастополь, 2001 р., 2002 р., 2003 р., 2004 р.); на міжнародній науково-технічній конференції студентів, аспірантів, молодих вчених і молодих фахівців "Сучасні проблеми суднової енергетики" (м. Миколаїв, 2003 р), а також на конференціях професорсько-викладацького складу УДМТУ-НУК (2000, 2002, 2003 і 2004 рр.).

Публікації. По темі дисертаційної роботи опубліковано 8 друкованих праць, зокрема 5 статей у наукових спеціалізованих виданнях (без співавторів 4), отримано 1 деклараційний патент на винахід.

Структура і об'єм роботи. Дисертаційна робота складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний об'єм дисертації 148 сторінок, зокрема основного тексту 127 сторінок, малюнків 35, таблиць 10, додатків на 20 сторінках, бібліографія містить 109 найменувань. У додатку приведені документи, які підтверджують результати теоретичних досліджень, результати розрахунків, необхідні для розрахунків таблиці і діаграми, довідки про впровадження.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі представлена актуальність теми дисертації, сформульовані мета і завдання досліджень, вибрані об'єкт і предмет досліджень, визначена методика теоретичних і експериментальних робіт, показана наукова новизна і практичне впровадження результатів роботи.

Перший розділ. Валопровід призначений для передачі гребному гвинту крутного моменту, який передається головним двигуном, а також для сприйняття осьової сили, що створюється гвинтом при його обертанні і передачі її через головний упорний підшипник корпусу судна. До складу типового валопроводу входять гребний вал, іноді вал дейдвуда, проміжні вали, упорний вал, валоповоротний пристрій, підшипники гребного, дейдвудного, проміжного, упорного валів. Підшипники ковзання працюють у тяжких умовах. Вони сприймають нерівномірне консольне навантаження гребного гвинта і приєднаної до нього маси води, динамічні навантаження від ударів гвинта або валу при випадковому зіткненні їх з ґрунтом і додаткові вібраційні зусилля, можливі в експлуатації. Надійність і довговічність роботи пропульсивної установки залежить від надійності і довговічності роботи підшипникових вузлів валопроводу. Радикальним методом зменшення зносу є перехід вузлів на рідинне тертя. Існування рідинного тертя можливе при виникненні гідродинамічної підйомної сили, здатної відірвати одну поверхню від іншої. У розділі розглядаються існуючі конструктивні схеми розташування поверхонь, що труться. У існуючих вузлах використовуються дві схеми розташування поверхонь: еквідистантне - коли кожна точка однієї поверхні розташована від найближчої точки другої поверхні на однакових відстанях (у вузлах підшипників ковзання, крейцкопфів-направляючих, поршней-втулок); нахилена - коли поверхня однієї деталі нахилена щодо поверхні іншої поверхні (упорні підшипники ковзання). Автором розроблена нова конструктивна схема відносного розташування поверхонь, що представляє поєднання нахиленої і еквідистантної поверхні у напрямі руху масла. Нахилено-еквідистантні поверхні (НЕП) раніше не використовувалися, але вони утворювалися в процесі експлуатації при приробленні поверхонь деталей. У НЕП розрахункова гідродинамічна підйомна сила виникає і у нахилений, і в еквідистантній поверхні, що не спостерігалось в схемах з еквідистантними поверхнями. Застосування НЕП дозволяє вузлу працювати надійно відразу після монтажу без експлуатаційного прироблення, яке може бути від декількох годин до декількох місяців. Проведений аналіз досліджень працездатності вузлів

елементів СЕУ при загальноприйнятих в гідродинамічній теорії допущеннях. Розглядалися теорії змащування таких відомих авторів, як Рейнольдса, Петрова, Кингсбері, Зоммерфельда, Жуковського, Чаплигина і ін. Величезний внесок до гідродинамічної теорії внесли учені в XX столітті: А.Н. Грубін, А.М. Ертель, А.Н. Петрусевич, М.В. Коровчинський, Н.В. Крагельський, В.И. Дяків, Д.С. Коднір, О.П. Попов, Ф.П. Снеговський, М.Я. Хлопенко і багато інших. Вузли з НЕП технологією можна використовувати і в головному двигуні і в судновому валопроводі (рамові підшипники, мотилеві підшипники, підшипники крейцкопфу, паралелі крейцкопфу, опорні підшипники валопроводу, підшипники пристрою дейдвуду). В результаті робота цих вузлів переводиться на рідинний режим змащування, що веде до різкого зниження тертя, підвищення механічного ККД, пониження температури в зоні контакту, збільшенню моторесурсу. Отже, збільшується ефективність роботи валопроводу, а значить і ефективність судна в цілому. Збільшується термін служби судна. На підставі матеріалів, викладених в літературному огляді поставлені завдання дослідження.

Другий розділ присвячений методології і методикам дослідження підшипникових вузлів судових пропульсивних комплексів з НЕП технологією. Проведені теоретичні і експериментальні дослідження нахилено-еквідистантного змащувального шару. Теоретичні дослідження виконані інтегруванням узагальненого рівняння Рейнольдса для одновимірного перебігу рідини в серединній площині. Рішення проводилося для двох поверхонь еквідистантної і нахиленої окремо, з використанням початкових і кінцевих умов, а потім стикувалося по величині тиску і градієнту тиску dp/dx . Постійні інтегрування визначалися за початковими умовами: тиск на початку ділянки рівний нулю і тиск в кінці ділянки рівний нулю. В результаті отримана математична модель тиску нахилено-еквідистантного змащувального шару. Визначений максимальний тиск на нахилений ділянці. Використовуючи формулу максимального тиску, визначилися залежності p_{max} від різних експлуатаційних і конструктивних параметрів. Вплив зміни в'язкості від тиску згідно із законом Баруса враховувався з використанням визначеного інтегрування по частинах у межах того змінного, яке вибране за дійсне. Представлення розподілу тиску у вигляді піраміди, з ламаними по осі x і по осі y дає можливість знайти дотичну напругу на майданчику контакту, а також коефіцієнт тертя аналітичним шляхом.

У дисертації представлено практичне отримання рідинного тертя на прикладі валоповоротного пристрою, по деклараційному патенту, виконаному в металі. Експериментальний стенд (рис. 1) складається з черв'ячного редуктора з нестандартною черв'ячною передачею.

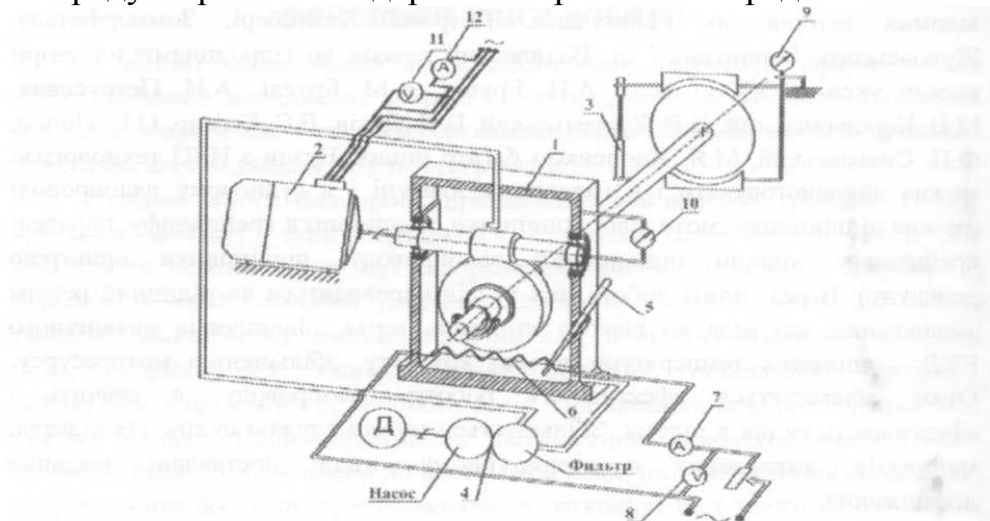


Рис. 1 Принципова схема експериментального стенду:

1 – черв'ячний редуктор з ізолюваним черв'ячним валом; 2 – електродвигун; 3 – гальмо колодки; 4 – агрегат подачі масла в зону зачеплення; 5 – термометр для вимірювання температури масла в редукторі; 6 – електронагрівач (ТЕН); 7 – амперметр електронагрівача; 8 – вольтметр електронагрівача; 9 – індикатор для визначення моменту, що крутить, на виході редуктора; 10 – мультиметр для визначення місткості і електроопору в контакті зубів; 11 – вольтметр фазної напруги електродвигуна; 12 – амперметр сили струму фази електродвигуна.

Черв'ячний вал ізольований діелектричними втулками. Передбачений примусовий нагрів масла ТЕНОм з регулюванням напруги. Методика проведення експерименту полягала в зіставленні кількості теплоти, що виділяється в зоні зачеплення при необхідному навантаженні за певний інтервал часу (режим 1) з кількістю теплоти, що виділяється ТЕНОм, при роботі передачі на холостому ході за аналогічний відрізок часу (режим 2). Температура масла в часі в режимі 2 підтримувалася такою же, як в режимі 1 за рахунок точного регулювання напруги на ТЕН.

Третій розділ присвячений теоретичному дослідженню роботи нахиленно-еквідистантного змащувального шару. Для цього розроблена математична модель НЕП, розрахункова схема якої показана на рис.2.

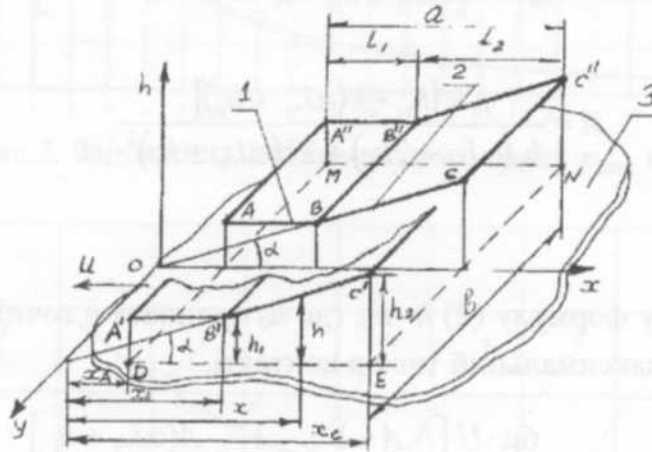


Рис.2. Розрахункова схема нахиленно-еквідистантного контакту:

- 1 – еквідистантна поверхня першої деталі; 2 – нахилена поверхня першої деталі;
3 – поверхня другої деталі; $DMNE$ – контактна поверхня другої деталі; h – поточна координата змащувального шару; x – поточна координата; a – довжина першої деталі;
 b – ширина першої деталі

На схемі зображена рухома із швидкістю U в напрямі протилежному осі x , плоска поверхня 3. Над нею, паралельно їй, на відстані h_1 розміщена еквідистантна поверхня $AABV$, до неї примикає по лінії BB нахилена до поверхні 3 під кутом α до поверхні $BBCC''$. Розігнемо конструкцію серединною площиною hOX . Процеси, що відбуваються в змащувальному шарі в серединній площині НЕП, для квазіодновимірної течії вирішуються за допомогою рівняння Рейнольдса, яке для даного випадку приймає вигляд

$$d\left(h^3 \frac{dp}{dx}\right) = -6\mu U dh, \quad (1)$$

де p – тиск в змащувальному шарі;
 μ – динамічна в'язкість масла.

Тиск в змащувальному шарі по рівнянню (1) при загальноприйнятих допущеннях в гідродинаміці знаходиться окремо для еквідистантної поверхні 1 і нахиленої поверхні 2. Прирівнюючи отриманий тиск в точці стиковки B , після інтегрування і визначення постійних інтегрування, враховуючи вимогу плавного переходу кривою тиску в точці B , після проведення необхідних перетворень, отримаємо:

$$p = \frac{6 \cdot \mu \cdot U}{\alpha} \cdot \left[\frac{A-1}{\alpha L_2 + h_1} + \frac{1}{h} - \frac{A \cdot (\alpha L_2 + h_1)}{h^2} \right] \quad (2)$$

тут

$$A = \frac{h_1 [h_1 + k(\alpha L_2 + h_1)]}{h_1 (\alpha L_2 + 2h_1) + 2k(\alpha L_2 + h_1)^2},$$

$$\text{де } k = \frac{L_1}{L_2}.$$

Підставивши у формулу (2) $h-h_0$, (де h_0 ордината в точці максимального тиску), отримаємо максимальний тиск в контакті.

$$p_{\max} = \frac{6\mu \cdot U}{\alpha} \left[\frac{A-1}{\alpha L_2 + h_1} + \frac{1}{h_0} - \frac{A(\alpha L_2 + h_1)}{h_0^2} \right]. \quad (3)$$

На підставі отриманого рівняння вибираються конструктивні і експлуатаційні параметри НЕП вузла тертя СЕУ. Як експлуатаційний параметр прийнято параметр h_1 - мінімальна товщина змащувального шару. Як конструктивні параметри прийняті: k , α , αL_2 . Де $k=L_1/L_2$, α - кут нахилу поверхонь 2 і 3, αL_2 , L_2 - довжина похилої поверхні.

Вплив параметрів на максимальний тиск в змащувальному шарі, представлено на рис.3, рис.4.

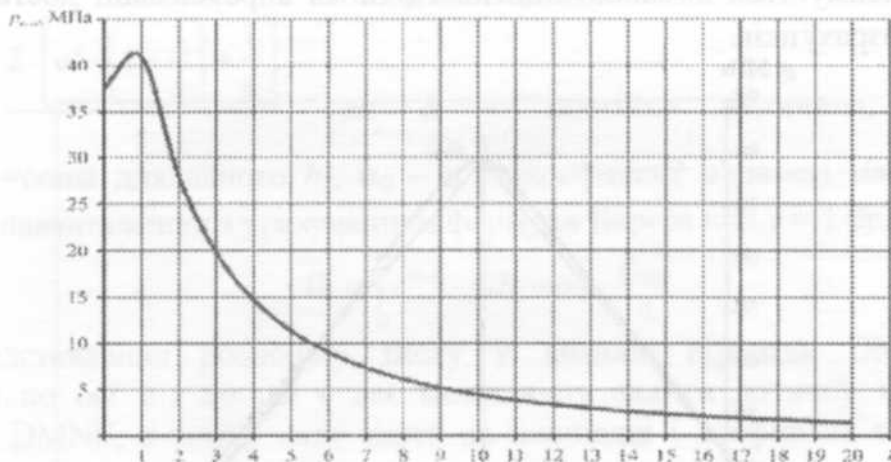


Рис.3. Залежність максимального тиску $p_{\max}$ від k

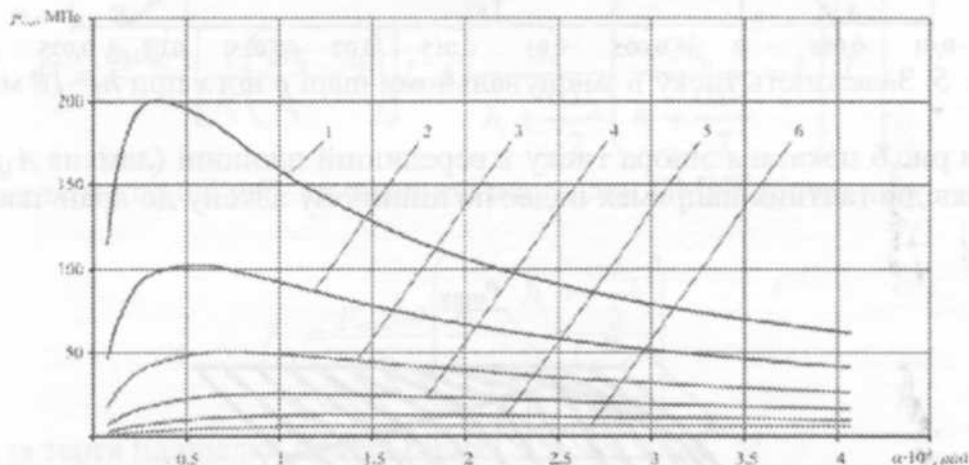


Рис.4. Залежність максимального тиску $p_{\max}$ від кута α

1 – $h_1 = 5$ мкм; 2 – $h_1 = 7$ мкм; 3 – $h_1 = 10$ мкм; 4 – $h_1 = 14$ мкм; 5 – $h_1 = 20$ мкм; 6 – $h_1 = 28$ мкм.

З результатів графіка рис.3 найбільше значення $p_{\max}$ одержано при $k = 0,3$. На рис.4 приведена залежність максимального тиску $p_{\max}$ від кута α при різній товщині змащувального шару h_1 . Максимальний тиск залежить від величини конструктивного параметру α і від товщини змащувального шару і знаходиться у вузькому діапазоні зміни α , аналогічний максимальний тиск $p_{\max}$ залежить від комбінованого параметру αL_2 , оптимальні значення якого знаходитимуться також у вузькому діапазоні змін і при виході параметра з цього діапазону тиск падає.

У роботі досліджена і проаналізована широка область зміни поточного тиску в змащувальному шарі залежно від абсциси x при різних, конструктивних параметрах. Результат дослідження приведений на рис.5.

Крива апроксимується ламаною лінією. Похибка апроксимації достатня для технічних розрахунків.

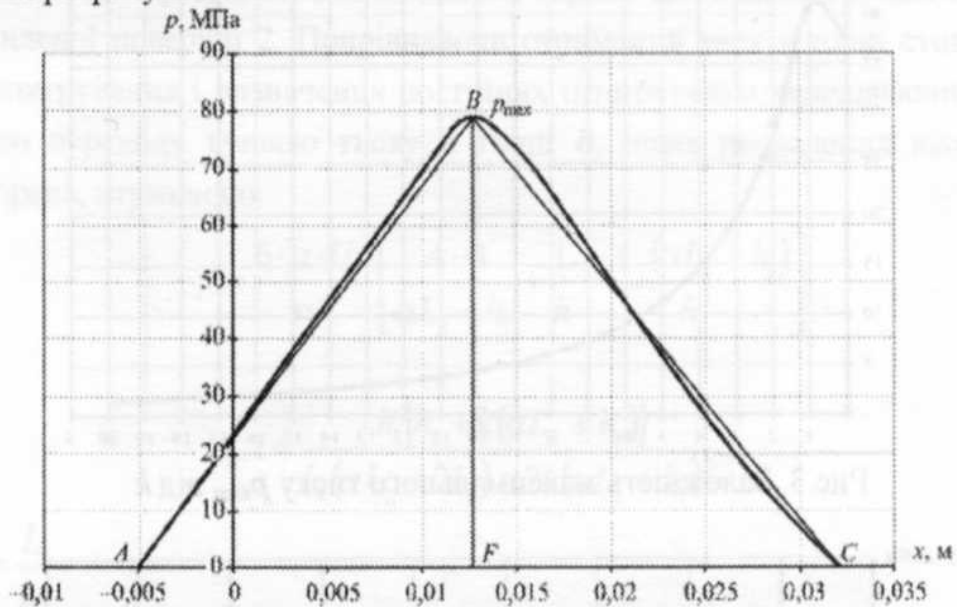


Рис. 5. Залежність тиску в змащувальному шарі p від x при $h_1 = 10$ мкм

На рис.6 показана епюра тиску в серединній площині (ламана $A_1p_{\max}C_1$). Тиск в еквідистантних напрямках падає по лінійному закону до країв площадки до 0.

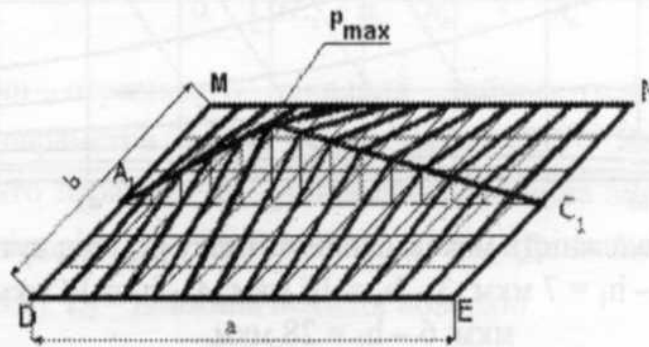


Рис. 6. Епюра тиску по площадці контакту

Епюра тиску на площадці контакту $DMNEp_{\max}$, з урахуванням рис.2, нагадує піраміду, бічна поверхня якої є поєднанням криволінійних поверхонь, а об'єм її буде рівний інтегралу, тобто, рівновеликий здатності навантаження контактної поверхні $DMNE$ при відповідних розмірах, швидкостях і в'язкості при атмосферному тиску.

$$W = \int_{DM}^E \int_D^N p dx dy = ab \frac{p_{\max}}{4} \quad (4)$$

де W - здатність навантаження.

Апроксимація за допомогою ламаної дає можливість врахувати вплив зміни в'язкості від тиску по формулі Баруса за допомогою постійного коефіцієнта S

$$p'_{\max} = S p_{\max}$$

де $S = \frac{2 \cdot \left[e^z \cdot \left(1 - \frac{1}{z} \right) + \frac{1}{z} \right]}{z}$, де S - постійна величина, оскільки

$z = \alpha_0 p_{\max} = \text{const}$ для даного h_1 , α_0 - п'єзоефіцієнт в'язкості масла. Отже, здатність навантаження з урахуванням формули Баруса при $y = 1$ буде рівна

$$W = \int_D^E e^{\alpha_0 p} \cdot p dx = ab \cdot \frac{P'_{\max}}{4}.$$

Представлення розподілу тиску у вигляді піраміди $DMNE p_{\max}$ з ламаними по осі x і по осі y дає можливість знайти дотичну напругу на площадці $DMNE$, а також силу тертя на площадці і коефіцієнт тертя. (див. рис.6).

Сила тертя по осі x F_x на половині м площадки $DMNE$ рівна:

$$F_x = \frac{b\mu U}{2} \left\{ \left[\frac{1}{h_1} \left(\frac{3h_0}{h_1} - 2 \right) \right] L_1 + \left[\frac{1}{h_1 + \frac{\alpha L_2}{2}} \left(\frac{3h_0}{h_1 + \frac{\alpha L_2}{2}} - 2 \right) \right] L_2 \right\}.$$

Сила тертя по осі y F_y на половині площадки $DMNE$ рівна:

$$F_y = \frac{p_{\max} b a}{16} \left(\frac{h_1}{L_1} + \frac{h_1 + \frac{\alpha L_2}{2}}{L_2} \right).$$

Сила тертя площадки $DMNE$ рівна:

$$F_{DMNE} = 2 \sqrt{F_x^2 + F_y^2}.$$

Коефіцієнт тертя:

$$f = \frac{F}{W},$$

У **четвертому розділі** приведені результати експериментальних досліджень вузла з НЕП технологією. Експериментальні дослідження виконувалися на стенді для випробування валоповоротного пристрою, (см.рис. 1).

По методиці проведення експерименту, втрати потужності в черв'ячній парі при випробуванні 1 рівні потужності виділеної ТЕНом в масляній ванні редуктора при випробуванні 2. ККД черв'ячної передачі визначався по формулі:

$$\eta = 1 - \frac{P_2}{P_1},$$

де P_1 - потужність, що підводиться, до черв'ячної передачі в режимі 1; P_2 - потужність, що виділяється ТЕНом в масляній ванні в режимі 2.

В результаті проведеного експерименту був визначений ККД валоповоротного пристрою з використанням НЕП, рівний $\eta = 0,98$, при номінальному режимі, що дозволило припустити наявність рідинного тертя. Наявність рідинного тертя підтверджувалася:

- відсутністю металевого контакту, тобто існуванням опору електричному струму і місткості між зубами черв'яка і колеса, що періодично перевірялося за допомогою мультиметра ДТ9208А;

- незначним зростанням температури в масляній ванні (до 12°C) при безперервній роботі протягом двох годин без охолодження редуктора.

Для виключення випадкових помилок, проводилися багатократні дублювання вимірювань на кожному режимі, статистична обробка даних,

оцінка аномальності окремих результатів спостережень, вибраковування грубих помилок.

Приведена послідовність розрахунку і порівняльна оцінка ККД нестандартної черв'ячної передачі валоповоротного пристрою щодо стандартної з такими ж геометричними розмірами. Розрахований ККД нестандартної черв'ячної передачі, який склав $\eta=0,98$. Адекватність розробленої математичної моделі розрахунковим даним підтвердилася при зіставленні результатів розрахунків з експериментальними даними, де визначилася відповідність процесів, що відбуваються в запропонованій моделі реальним процесам, які відбуваються між НЕП.

У п'ятому розділі вказані можливості використання НЕП технологій в різних вузлах пропульсивного комплексу таких як підшипники ковзання, поршні ДВЗ, крейцкофи і ін. Конструктивна схема і зпюра тиску змащувального шару у підшипників ковзання показана на рис.7.

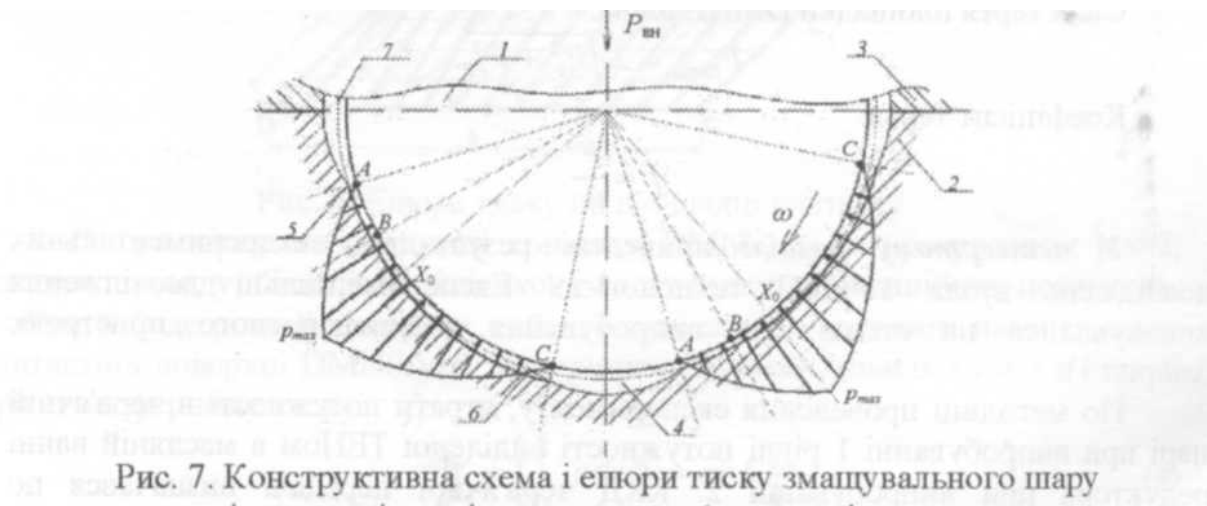


Рис. 7. Конструктивна схема і зпюри тиску змащувального шару у підшипників колінчастого валу (рамових і мотилевих, нереверсивна машина) при діаметрах шийки валу $20 \text{ мм} < d < 80 \text{ мм}$:
1 – вал; 2 – вкладиш нижній; 3 – вкладиш верхній; 4 – поверхня холодильника вкладишів;
5 – еквідистантна поверхня вкладиша (А, В); 6 – нахилена поверхня вкладиша (В, С);
7 – внутрішня поверхня вкладиша до обробки; $P_{вн}$ – зовнішнє навантаження.

При використанні НЕП технологій в пропульсивном комплексі можлива заміна вузлів на модифіковані. Це підшипники пристрою дейдвуда, опорні підшипники валопроводу, рамові, мотилеві, головні підшипники. При заміні цих вузлів на модифіковані, вони переходять на рідинний режим змащування. За попередніми оцінками підвищення ефективності підшипників судового валопроводу за рахунок застосування НЕП, характеризується:

- збільшенням механічного ККД пропульсивної установки на 2-4 %;
- зниженням витрати палива на 2 - 4 % ;
- зменшенням витрати масла до 30%;
- зменшенням зносу контактних поверхонь, що забезпечує збільшення моторесурсу вузла майже в 2 рази та збільшення терміну служби масла; крім того термін служби масла зростає у зв'язку із зменшенням температури в зоні контакту вдвічі (в'язкість масла не змінюється, в масло не обов'язково додавати антифрикційні добавки);
- зменшення зносу поверхонь, що труться.

Провідні фірми світу активно займаються проблемою зменшення зносу поверхонь, що труться. У двигунах виробника Хюндай, Манн Бурмейстер і Вайн при частковому використанні модифікованих поверхонь знос вкладиша головного підшипника двигуна 870МС (випуск 2004р.) на 10000 годин склав 0,01 мм. Зменшення зносу збільшують моторесурс вузла, отже всього СЕУ.

Підвищення ефективності СЕУ при використанні НЕП показано в таблиці 1.

Підвищення ефективності СЕУ шляхом використання модифікованих поверхонь контакту

Таблиця 1

Параметр	До застосування НЕП	Після застосування НЕП
1. Питома витрата палива для двигуна, г/(кВт·год)	171	164
2. Витрата циркуляційного масла (M10Г2ЦС, M10В2С) г/(кВт·год)	1,4	1,35
3. Термін служби циркуляційного масла	заміна зі встановленими нормами	термін служби зростає в 2 рази; заміна масла після періодичного контролю
4. Знос вкладишів підшипників ковзання	до заміни 0,09 мм за 30000 годин	0,01 мм за 10000 годин
5. Механічний ККД вузла	0,95	0,98

ВИСНОВКИ

Наукове положення, що виноситься на захист, полягає в тому, що упорние і опорные підшипники ковзання суднових валопроводів можуть бути переведені на рідинне змащування, тобто ефективність суднової енергетичної установки можна підвищити раціональною профілізацією поверхонь вузлів тертя, застосуванням в них НЕП, що практично виключають металевий контакт.

Наукове завдання, рішенню якого присвячена дисертаційна робота, полягає в розробці укрупненої, наближеної математичної моделі для вивчення, аналізу вузлів тертя з використанням НЕП.

1. Вперше запропонований нахилено-еквідистантний змащувальний зазор, який дозволяє перевести вузли СЕУ в рідинний режим змащування, створена математична модель, яка містить розрахункову схему, елементи теорії розрахунку НЕП, методику розрахунку і вибору робочих параметрів НЕП; проведена оптимізація експлуатаційних і конструктивних параметрів НЕП. На базі математичної моделі спроектований і виготовлений дослідний зразок НЕП на прикладі валоповоротного пристрою, захищеного патентом на винахід.

2. На підставі теоретичних досліджень зроблено припущення про виключення металевого контакту у валоповоротному пристрої з використанням НЕП, а розрахований при цьому його ККД, завдяки наявності лише рідинного тертя, склав близько 0,98.

3. Експериментальні дослідження на дослідному зразку валоповоротного пристрою, захищеного патентом, засвідчили рідинне тертя, яке підтверджувалося відсутністю металевого контакту, тобто існуванням електричного опору і місткості між зубами черв'яка і черв'ячного колеса, а також неістотним для такої передачі зростанням температури в зоні контакту, яка за дві години роботи піднялася від 14,5°С до 25,5°С.

4. За експериментальними даними непрямим методом визначений ККД валоповоротного пристрою, який в межах довірчого інтервалу відповідає теоретичному, що підтвердило адекватність математичної моделі експериментальним даним.

5. Встановлено, що енергетичні втрати в підшипникових вузлах з НЕП мало залежать від навантаження при зміні її в межах 50... 100 % від номінальної.

6. На підставі теоретичних і експериментальних досліджень визначені інтервали конструктивних і експлуатаційних параметрів, що дозволяють реалізувати рідинний режим тертя:

- кут нахилу поверхонь, що труться, (α) складає від 1 хвилини до 3 хвилин;

- коефіцієнт k , що дорівнює відношенню довжини еквідистантної поверхні до довжини нахиленої поверхні, складає 0,3;

-довжина похилої поверхні $L_2 = 17 - 24$ мм.

7. Встановлено що використання підшипників ковзання з НЕП, дозволяє:

- збільшити механічний ККД пропульсивної установки на 2-4 %;
- зменшити витрати палива СЕУ на 2 - 4 % ;
- збільшити термін служби масла у вузлах валопроводу в 2 рази;
- збільшити довговічність підшипникових вузлів валопроводу у 2 рази.

8.Понижений рівень шумності роботи підшипникових вузлів.

9.Понижений рівень вібрації.

10. Понижено екологічне навантаження на навколишнє середовище.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. *Ломаковская Т.Ю.* Улучшение условий смазки поверхностей с применением нестандартных форм контакта // Зб. наукових праць УДМТУ. - Миколаїв: УДМТУ, 2002. - №3 (381). - с 129-136.

2 *Кипреев Ю.Н., Ломаковская Т.Ю.* Несущая способность смазочного слоя в контактах плоских поверхностей // Международный сборник научных трудов . Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Донецк: ДГТУ, 2002 выпуск 20. - с 184-194.

3. *Ломаковская Т.Ю.* О касательных напряжениях в наклонно эквидистантном смазочном слое // Проблемы трибологии (Problems of tribology). - Хмельницкий: ТУП, 2003. - №2. - с 163-167.

4. *Ломаковская Т.Ю.* Теоретические основы расчета наклонно-эквидистантного смазочного слоя. // Зб. наукових праць НУК. - Миколаїв: НУК. - 2004. - №5(398). - с.27-91.

5. Декларацийний патент 33207А Україна, МП6 7 F16H1/16 Черв'ячна передача Ломаковської / *Т.Ю. Ломаковська* (Україна). - №2000052745; Заявлено 15.05.2000; Опубл. 15.06.2001; Бюл. №5.

6. *Ломаковская Т.Ю.* К вопросу эффективности червячных передач // Сб. трудов VIII международной научно-технической конференции. Донецк: ДонНТУ, 2001. Т.1. - с 273-274.

7. *Ломаковская Т.Ю.* Теория расчета наклонно-эквидистантного смазочного слоя// Сб. трудов X международной научно-технической конференции. Машиностроение и техносфера XXI века. - Донецк: ДонНТУ, 2003. Т. 2. - с. 170-180.

8. *Ломаковская Т.Ю.* О вопросах технологии изготовления нестандартной червячной передачи. // Машиностроение и техносфера на рубеже XXI века: Сборник трудов международной научно-технической конференции в г. Севастополе 13-18 сентября 2004г. В 4-х томах. - Донецк: ДонГТУ, 2004. т.2 - с. 166-169.

9. *Ломаковская Т.Ю.* К вопросу о применении наклонно-эквидистантных поверхностей в узлах трения элементов СЭУ // Зб. наук, праць НУК. - Миколаш: НУК, 2006. - № 2.(407) с 104-108.

АННОТАЦИЯ

Ломаковская Т.Ю. Повышение эффективности работы упорных и опорных подшипников скольжения судовых валопроводов. - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.08.05 - судовые энергетические установки, Национальный Университет Кораблестроения, МО Украины, г. Николаев, 2007г.

Валопровод является основным элементов СЭУ обеспечивающим передачу энергии ДВС к винту. В процессе эксплуатации поверхности подшипниковых узлов валопровода неизбежно подвергаются износу. Главной целью исследования является повышение эффективности работы упорных и опорных подшипников скольжения судовых валопроводов. В диссертации предлагается новое конструктивное решение - использование

наклонно-эквилистантных поверхностей (НЭП) в подшипниках скольжения. На внутренней поверхности вкладыша предлагается выполнить (НЭП). Для исследования влияния отдельных параметров на работу узла с использованием (НЭП) создана математическая модель. На основании математической модели определены конструктивные параметры смазочного слоя подшипника скольжения, позволяющие реализовать жидкостный режим трения. Построены графики зависимости максимального давления смазочного слоя от конструктивных параметров для каждого эксплуатационного параметра — минимальной толщины смазочного слоя. Исследуя графики зависимости максимального давления от различных параметров, определился комплект оптимальных конструктивных параметров смазочного слоя для каждого эксплуатационного параметра. Исследуя комплект оптимальных параметров, был построен график зависимости давления от абсциссы. Эпюра давления по площадке контакта представляет собой фигуру, напоминающую пирамиду, объем которой равновелик нагрузочной способности поверхности контакта. Таким образом, нагрузочная способность определится, как объем тела с известными параллельными сечениями. Представление распределения давления в виде пирамиды дало возможность найти касательные напряжения на площадке, а также коэффициент трения аналитическим путем. В диссертации представлено практическое получение жидкостного трения на примере узла валоповоротного устройства, по декларационному патенту, выполненного в металле. Эксперимент проводился тепловым методом. Наличие жидкостного трения подтверждалось:

- отсутствием металлического контакта, т.е. существованием сопротивления электрическому току и емкости между зубьями, это проверялось с помощью приборов;
- незначительным возрастанием температуры в масляной ванне при 2-х часовой работе редуктора без охлаждения.

Диссертация посвящена разработке теории расчета НЭП в подшипниковых узлах судового валопровода. Определены конструктивные решения НЭП, выбраны оптимальные эксплуатационные и конструктивные параметры НЭП с учетом технологии изготовления узла. Экспериментальные исследования подтвердили адекватность опытных данных результатам расчетов разработанной математической модели и достоверность полученных результатов.

Ключевые слова: упорные и опорные подшипники скольжения судовых валопроводов, наклонно-эквилистантные поверхности, математическая модель подшипника скольжения; выбор оптимальных эксплуатационных и конструктивных параметров НЭП.

АНОТАЦІЯ

Ломаковська ТЮ. Підвищення ефективності упорних і опорних підшипників ковзання судових валопроводів. - Рукопис.

Дисертація на одержання учбового ступеню кандидата технічних наук за спеціальністю 05.08.05 - судові енергетичні установки, Національний Університет Кораблебудування, Міністерство освіти і науки України, м.Миколаїв, 2007р.

Дисертація присвячена розробці теорії розрахунку нахилно-еквілистантних поверхонь (НЕП) у підшипникових вузлах пропульсивного комплексу. У роботі розроблено математичну модель, яка містить розрахункову схему, методику розрахунку робочих параметрів НЕП. Визначені конструктивні рішення НЕП, вибрані оптимальні експлуатаційні та конструктивні параметри НЕП з урахуванням технології виготовлення вузла. Експериментальні дослідження підтвердили адекватність розробленої моделі та достовірність одержаних результатів.

Ключові слова нахилено-еквідистантні поверхні; математична модель; вибір оптимальних, експлуатаційних та конструктивних параметрів НЕР.

SUMMARY

Lomakovskaya T.Y. The uprising of a defectiveness of axial bearing and carrier bearing of marine shafting. - Manuscript.

A dissertation on gaining the degree of Candidate of Technical Sciences, Special 05.08.05 - Marine Power Plants, the National university of shipbuilding, Ministry of Education and science in Ukraine, Mykolayiv, 2007

The dissertation is devoted to elaborating the calculation theory for obliquity equidistant surfaces in friction nodes of marine machines. The mathematical model containing the calculation scheme and calculation methods for operating parameters of obliquity equidistant surfaces have been worked out. The design characteristics of obliquity equidistant surfaces have been determined the optimization of technology - based design and service node parameters has been worked out. The experiments have proved the adequacy of the model and verified the results obtained.

Key words: obliquity equidistant surface, mathematic model, exploitation and designer parameters.

**Свідство про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції
ДК № 2506 від 25.05.2006**

**Підписано до друку 07.05.2007 р. Папір офсетний. Формат 60x84x16
Гарнітура Тайме. Друк офсетний. Ум. друк. арк. 0,8 Обл.-вид. арк. 0,8.
Тираж 100 прим. Зам. № 114.**

**Друкарня видавництва Національного університету
кораблебудування, 54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5.**