

МИНИСТЕРСТВО ПРОСВЕЩЕНИЯ УКРАИНЫ  
ОДЕССКИЙ  
ИНСТИТУТ ИНЖЕНЕРОВ МОРСКОГО ФЛОТА

---

На правах рукописи

ХАМУИ АБД АЛЬ ХАФИЗ ЛАТИФА

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ  
ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ ПОРТОВЫХ МАШИН

Специальности: 05.05.05 — Подъемно-транспортные машины  
05.02.02 — Машиноведение и детали машин

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук



Работа выполнена в Одесском институте инженеров морского флота

Научный руководитель:

доктор технических наук, профессор **Снеговский Ф. П.**

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор **Мальцев В. Ф.**;  
кандидат технических наук, доцент **Ясиновский А. М.**

Ведущее предприятие: Южный порт (город Одесса).

Защита состоится « 24 » июня 1993 года  
в 1500 часов в конференц-зале института на заседании  
специализированного совета К.101.04.03 по присуждению ученой степени кандидата технических наук в Одесском институте инженеров морского флота по адресу: 270029, г. Одесса, ул. Мечникова, 34.

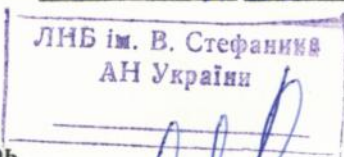
С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Просим Ваши отзывы на автореферат направлять в двух экземплярах, заверенных печатью, по указанному адресу на имя ученого секретаря специализированного совета.

Автореферат разослан « 21 » мая 1993 года.



Ученый секретарь  
специализированного совета  
канд. техн. наук, доцент



**Л. В. КНЯЗЕВ**

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Потери в машиностроении из-за износа и трения равны почти 10 процентам национального дохода. Например, автомобиль (автопогрузчик) массой в одну тонну даже не подлежит ремонту, если из-за износа узлов трения она уменьшается на один килограмм. Машины выходят из строя в основном (86-90%) в результате износа их подвижных деталей. Помимо затрат на их ремонт при износе, увеличивается расход топлива, смазочного материала и запасных частей. В транспортных машинах на трение расходуется около половины потребляемого ими топлива.

В Содружестве Независимых Государств (СНГ) затраты на ремонт и техническое обслуживание машины в несколько раз превышают ее стоимость: для автомобилей - в 6 раз, для самолетов - до 5 раз, для станков - до 8 раз. На долю транспортных заводов приходится лишь 22% мощностей, а на долю заводов запасных частей к тракторам - 34%, на долю ремонтных предприятий - 44%. На ремонт тракторов затрачивается почти в 4 раза больше производственных мощностей, чем на их изготовление. Ремонт техники в СНГ занят свыше 7 млн. чел., одна треть станочного парка находится на ремонтных предприятиях, на запасные части расходуется более одной пятой выплавленного металла. За срок службы двигателей транспортных машин, тракторов и др. их ремонтируют до 5 раз. Ресурс двигателя после ремонта составляет 30-50% ресурса нового двигателя. Число рабочих, занятых ремонтом двигателей, в несколько раз выше, чем занятых изготовлением деталей на заводах. Материальные затраты на ремонт двигателя также во много раз превышают затраты на его изготовление.

Средства на ремонт машин ежегодно увеличиваются: 30 лет назад - 12,3 млрд. руб. в год, 20 лет назад - 21 млрд. руб. в год.

а 10 лет назад - 49 млрд.руб. в год. Такое же положение остается и в настоящее время.

Срок службы машин в значительной мере зависит от совершенства конструкций трибосопряжений и их приработки. Период и режим приработки оказывают большое влияние на последующую работоспособность деталей машин. Длительность периода приработки незначительна по сравнению с ресурсом, но колеблется для разных типов машин в широких пределах. Для двигателей внутреннего сгорания она составляет десятки часов, а для механизмов передвижения кранов 1-2 года. Повышение качества приработки трущихся сопряжений машин и сокращения срока приработки остается актуальной задачей ученых, машиностроителей и эксплуатационников.

#### Цель работы:

- дать анализ научных и производственных достижений по теории и практике работы подшипников скольжения;
- разработать новые рекомендации по совершенствованию конструкций, повышению работоспособности и совершенствованию методов расчета опор скольжения портовых машин.

Методы исследования. При оценке расчетных зависимостей и разработке новых рекомендаций по совершенствованию расчетов для опор граничного и жидкостного гидродинамического трения применялись теоретические методы с использованием новейших данных экспериментальных исследований по основным рабочим параметрам, а именно: наличию (отсутствию), форме и размерам смазочной прослойки, распределению давлений и температур в ней, потерь на трение, податливости системы шип-подшипник под нагрузкой с учетом изменения модуля нормальной упругости неметаллического подшипника в интервале рабочих температур.

При разработке рекомендаций по сокращению сроков приработки трибосопряжений подъемно-транспортных машин применялись экспери-

ментальные методы:

- по формированию топографии рабочей поверхности при помощи обработки импульсным магнитным полем (ОИМП);
- по измерению технологической шероховатости с определением параметра  $R_{\text{max}}$ ,  $R_z$ ,  $z$  с использованием профилографа - профилометра марки В 201 с электронной приставкой;
- по определению изменения потерь на трение (коэффициента трения), характеризующих при их стабилизации продолжительность периода приработки.

При оценке достоверности результатов лабораторных исследований применялась статистическая обработка данных по параметрам шероховатости, характеризующих топографию рабочих поверхностей трения.

#### Научная новизна

- Для опор граничного и полужидкостного трения разработана новая методика расчета с использованием опытных и расчетных значений углов контакта типа с подшипником.

- Выполнена экспериментальная оценка по основным рабочим характеристикам для подшипников скольжения: диаграмма трения (зависимость  $f$  от  $\mu\omega/p$ ) и несущей способности (зависимость  $F_{\text{ч}}/\mu V L$  от  $z$ ).

- Для подшипников подъемно-транспортных машин, изготовленных из сирийских материалов (баббит, бронза), проведены экспериментальные исследования по формированию топографии рабочих поверхностей трения при ОИМП. Показано, что ОИМП рабочих поверхностей узлов трения создает необходимые предпосылки для сокращения продолжительности приработки и увеличения срока службы узлов трения.

#### Практическая ценность

- Новая методика расчета подшипников граничного и полужидкостного трения, принципиальные положения которой получили науч-

ное признание и практическое применение на Украине, может быть использована и в технических службах морских портов Сирии.

- Научно-экспериментальная оценка несущей способности для подшипников жидкостного (гидродинамического) трения, определяемая рабочей характеристикой, зависимостью  $F_{\psi} / \mu V L$  от  $\alpha$ , является надежной предпосылкой для совершенствования упруготермо-контактнотермодинамических расчетов и конструкций подшипников скольжения.

Апробация работы. Основные результаты исследований автора докладывались на научно-теоретических конференциях профессорско-преподавательского состава и научных сотрудников ОИИМФА (Одесса, 1990, 1991, 1992), на V Всесоюзной конференции "Контактная гидродинамика" (Самара, 1991).

Публикации. Основные результаты диссертации изложены в 5-ти печатных работах, опубликованных в трудах Всесоюзной научной конференции по контактной гидродинамике и в сборниках научных трудов ОИИМФА. Новая конструкция подшипника скольжения заявлена в Госкомизобретений.

Объем работы. Диссертационная работа включает введение, 5 глав, выводы, приложения. Общий объем составляет 144 страницы, в том числе 2 таблицы, 38 рисунков. Список использованной литературы содержит 85 наименований.

#### ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснованы актуальность и проблема, показаны приоритетные направления исследований.

В главе I рассмотрены:

- типовые схемы подшипников скольжения, которые иллюстрируются конструкциями работавших в портах Сирии подшипников скольжения подъемно-транспортных машин;

- режимные возможности подшипников граничного и жидкостного трения (эластогидродинамических, гидростатических и эластогидростатодинамических) и пути их совершенствования.

Рассмотрены и обоснованы рабочие характеристики и параметры для опор граничного и жидкостного эластогидродинамического трения.

Работоспособность и надежность опор скольжения обуславливается их рабочими характеристиками, к которым относятся:

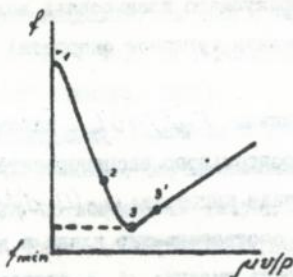
- зависимость потерь на трение (коэффициента трения  $f$ ) от безразмерного параметра, характеризующего взаимосвязь величин значений вязкости  $\mu$ , частоты вращения (угловой скорости)  $\omega$ , осредненного давления  $p$ ;

- зависимость безразмерной величины  $F\psi^2/\mu v L$ , характеризующей несущую способность от относительного эксцентриситета. Здесь  $F$  - приложенная к опоре величина нагрузки;  $\psi = (D-d)/D$  - относительный зазор;  $L, D, d$  - соответственно длина и диаметр подшипника и шара;  $\mu$  - вязкость смазки;  $v$  - скорость скольжения;  $e$  - эксцентриситет положения шара в подшипнике;  $\delta = (D-d)/2$  - радиальный зазор.

Рассмотрим рабочую характеристику - зависимость  $f$  от  $\mu\omega/p$ , которую называют диаграммой трения. Как следует из рис. I, при значении параметра  $\mu v/p$ , соответствующего области I, в подшипнике имеет место граничное трение. В области 2 - жидкостное (гидродинамическое) трение. Точка, соответствующая минимуму потерь на трение  $f_{min}$ , который, как установлено, лежит в области граничного трения. Утверждение многих авторов, например, что после точки  $f_{min}$  вправо имеет место режим жидкостного (гидродинамического) трения, не отвечает опытам. Опыты показывают, что безразмерный параметр  $\mu\omega/p$ , соответствующий режиму жидкостного трения, на 20-25% больше значения, соответст-

вущего значения  $f_{min}$ .

Опытами установлено, что для баббитовых подшипников, обработанных шероховатостью  $R_a = 0,63 \dots 0,32$  мкм, значение  $f = 0,0025$  соответствует параметру  $\mu v/p = 0,23$ , а обработанные по 12-му классу шероховатости  $R_a = 0,04 \dots 0,02$  мкм, значению  $f_{min} = 0,0017$  соответствует  $\mu v/p = 0,08$ . Для полиамидных подшипников  $R_a = 2,5 \dots 1,5$  мкм получено при  $f_{min} = 0,0032$ , при  $\mu v/p = 0,24$ . Приведенные данные подтверждают важность снижения шероховатости трущихся поверхностей деталей подшипника скольжения.



- 1 - 2 - граничное трение;
- 2 - 3 - полужидкостное трение;
- 3 - 3' - жидкостное трение.

Рис. I. Диаграмма трения.

Зависимость коэффициента трения  $f$  от характеристики режима работы  $\mu v/p$ .

Многие авторы полагают, что подшипники скольжения есть жесткая конструкция, и считают, что значение  $\psi = const$  не изменяется при приложении нагрузки. Независимо от принятого при сборке значения  $\psi$  считают, что по дуге полукруглости для статически нагруженной опоры нагрузка распределяется на всю полукруглость.

Влияние податливости материала подшипниковой пары не учитывается вообще. В этом случае рекомендация определять осредненные давления в подшипнике как  $p = F/DL$  не является обоснованной, поскольку фактическая опорная поверхность в зависимости от мате-

риала, зазора, может значительно отличаться в меньшую сторону от полукружности, и фактическое значение может оказаться больше не только значения  $[\rho]$ , но и значения  $[\sigma_{сж}]$ .

Расчетное осредненное давление при граничном и полужидкостном трении, больше соответствующей физической сущности явлений в опоре, следует определять по формуле  $p = F/DL \sin(\alpha_w/2)$ , где  $\alpha_w$  - угол контакта lips с подшипником при заданной величине нагрузки.

При проверочном расчете должно соблюдаться условие  $p \leq [\rho_{max}]$ , а  $\rho_{max} \leq [\sigma_{сж}]$ , где  $[\rho]$ ,  $[\sigma_{сж}]$  - соответственно допустимое осредненное давление и допустимое напряжение на сжатие подшипникового материала,  $\rho_{max}$  - максимальное давление в нагруженной зоне.

Рассмотрим рабочую характеристику  $F\psi^2/\mu\nu L$ . На основании решения задач теории гидродинамической смазки во многих научных трудах и в учебной литературе для подшипников скольжения приводится (рис.2) безразмерная несущая способность подшипников скольжения  $F\psi^2/\mu\nu L$  от относительного эксцентриситета  $\varepsilon$ . При этом полагают, что независимо от материала подшипника и величины предельной нагрузки значение  $\psi = const$  (абсолютно жесткий подшипник). Теория жесткого подшипника приводит к выводу о том, что при  $\varepsilon = 1$  значение  $F\psi^2/\mu\nu L$ , что опытами не соответствует и при более глубоком анализе и не должно соответствовать. Дело в том, что допущение о недеформируемости  $\psi = const$  ни чем не обосновано. Более того, оно неверно. Опора скольжения не жесткая, а податливая система, а потому изменение формы и размеров под нагрузкой следует учитывать, т.е. решается не гидродинамическая задача жесткого подшипника, а упругогидродинамическая (в более точном решении - термоупругогидродинамическая задача).

Проведенные исследования показали, что в зависимости от материала и режима работы упругогидродинамического подшипника, ког-

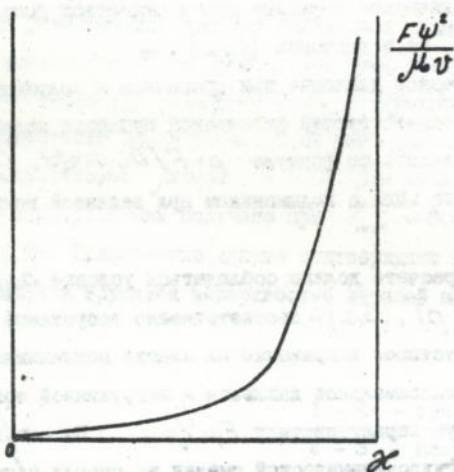


Рис.2. Теоретическая зависимость безразмерного параметра  $F\psi^2/\mu v$  от относительного эксцентриситета  $\varepsilon$ .

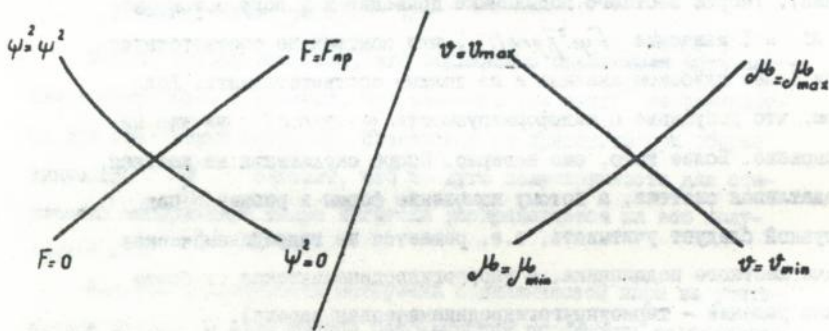


Рис.3. Экспериментальная взаимосвязь конструктивных ( $\psi$ ) и рабочих ( $F, v, \mu$ ) параметров в работающем подшипнике при эластогидродинамическом трении.

да значение  $F\psi^2/\mu\nu L$  достигает наибольшего значения, при этом величина  $\alpha < 0,2$  и при некотором критическом значении  $\psi = 0$  значение  $F\psi^2/\mu\nu > 0$ , т.е. в зоне контакта вследствие упругой податливости главным образом подшипника, радиусы шипа и подшипника сравниваются, это и является пределом нагрузочной способности упругогидродинамического подшипника.

Анализ взаимосвязи величин, входящих в безразмерный параметр несущей способности  $F\psi^2/\mu\nu(L=1)$ , приводит к следующему. При  $F = 0$  значение  $\psi = \psi$ . Значение  $\nu$  может быть  $\nu_{max}$ , а  $\mu = \mu_{min}$ . При  $F = F_{np}$  значение  $\psi = \psi = 0$ , а  $\nu$  близко к нулю, а  $\mu = \mu_{max}$ . Подставляя в безразмерный параметр  $F\psi^2/\mu\nu$ , получим графическое изображение взаимосвязи величин (рис.3).

График соотношений величин показывает, что в критических точках  $F = 0$ ,  $F = F_{np}$  значение  $F\psi^2/\mu\nu$  есть неопределенность, которая при  $F = F_{np}$ , когда  $\psi = 0$ , становится равной единице, но перемещается из некоторого исходного значения  $\alpha$  при  $F = F_{max}$  в точку  $\alpha = 0$  для жесткого подшипника.

Соотношение величин, приведенных на рис.3, показывает, что имеется целая область значений  $F\psi^2/\mu\nu(L=1)$ , отличных от нуля, которая и характеризует несущую способность упругогидродинамического подшипника скольжения.

Глава 2. С учетом данных опытов уточненные расчетные зависимости для подшипников граничного и полужидкостного трения имеют вид

$$\rho = F/DL \sin(\alpha_n/2); \quad \rho\nu \leq [\rho\nu];$$

$$\rho_{max} \leq [\sigma_{сж}]$$

Здесь  $\rho_{max}$  — максимальное давление в зоне контакта;

$[\sigma_{сж}]$  — допускаемое напряжение на сжатие.

Будем считать, что при приложении нагрузки вал сохраняет

свою правильную цилиндрическую форму, а подшипник, упруго деформируясь, в контактной зоне уменьшает свой радиус, сближая его с радиусом вала.

Находятся зависимости нормальных деформаций от угла  $\alpha_H$  и

$$\rho_{max}/\rho = 1/(\alpha_H/2 + 3 \sin 2\alpha_H/4).$$

Отношение  $\rho_{max}/\rho$  (кривая 1) и  $\rho_{max}/\rho'$  (кривая 2) от угла контакта  $2\alpha_H$  представлено на рис.4.

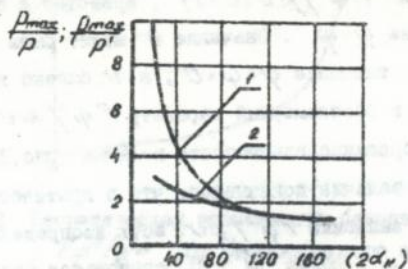


Рис.4. Зависимость  $\rho_{max}/\rho$  (1) и  $\rho_{max}/\rho'$  (2) от угла контакта  $2\alpha_H$ .

При вычислении величины  $\rho_H = 2\delta E/\sigma$  значение  $E$  назначать при рабочей температуре подшипника, которая определяется из теплового баланса.

Приведенные расчетные зависимости являются лишь приближенными. К сожалению, до сих пор попытки найти теоретические зависимости, позволяющие рассчитывать угол контакта в подшипниковой паре, не дали положительного результата, и эта задача остается актуальной для исследований.

По подшипникам скольжения жидкостного трения всех типов приведены расчетные зависимости, имеющие надежную опытную пропорку, и на основе анализа даны рекомендации по их применению в механизмах подъемно-транспортных машин.

В главе 3 рассмотрен трибомониторинг для подшипников скольжения. Материалы Международной научной конференции "Трение, износ и смазочные материалы" (Ташкент, 1985) и данные патентных исследований дадут основание сделать заключение о том, что на Украине создан и использован в научной и производственной практике трибомониторинг, не имеющий аналогов в мировой науке по трибологии:

- машины и стенды для исследования подшипников и уплотнений в широком диапазоне режимных возможностей, удовлетворяющих запросы современного машиностроения;

- способы и устройства для измерения потерь на трение в исследуемом узле (подшипнике, уплотнении) непосредственно;

- распределение толщин смазочного слоя, давлений и температур в нем с записью на ленту осциллографа в едином масштабе времени;

- устройства и приспособления для измерения распределения модулей нормальной упругости в работающих подшипниках скольжения;

- способ, основанный на применении СИМП, формирования топографии трущихся поверхностей и, как показали проведенные в настоящей работе исследования, позволяющий сократить продолжительность приработки и существенно увеличить сроки службы узлов трения машин.

Данными средствами трибомониторинга располагает СИИМФ, и они использовались при выполнении настоящей работы.

**Глава 4.** Экспериментальные исследования. Целью экспериментальных исследований является разработка рекомендаций по совершенствованию и сокращению продолжительности приработки и увеличению сроков службы опор скольжения подъемно-транспортных машин.

Поставленная цель потребовала решения следующих задач:

- выбор способов и средств формирования топографии рабочих поверхностей подшипников скольжения и проведение сравнительных

лабораторных исследований по продолжительности приработки образцов до и после ОИМП;

- подготовка опытных втулок и образцов из них;
- обработка импульсным магнитным полем (ОИМП) втулок и образцов из них;
- определение параметров шероховатости, характеризующих топографию рабочих поверхностей до и после ОИМП;
- обработка профилограммы и определение критерия  $\Delta$  по Крагальскому И.В.

Для ОИМП, в данном случае втулок подшипников скольжения и образцов из них, нами применена установка, имеющаяся в ОИИМФе, содержащая силовой блок, блок магнитной обработки, систему управления частотой, амплитудой и продолжительностью импульсов, набором сменных соленоидов.

Лабораторные испытания образцов из сирийских подшипниковых материалов (баббит, бронза) на продолжительность приработки производились до и после формирования топографии рабочих поверхностей. Приработка считалась законченной при достижении стабильности по величине потерь на трение в испытуемом сопряжении.

В период приработки происходит смятие и срезание наиболее высоких гребешков неровностей, в результате чего уменьшается шероховатость поверхности, а распространяющиеся при трении волны деформации деформируют структуру поверхностных слоев, повышая их износостойкость. Технологическое формирование топографии рабочих поверхностей трения, обеспечивающих повышение несущей способности при эластогидродинамическом и срока службы при граничном трении, является крайне актуальным для практики. В последние годы в ОИИМФе разработаны способы и устройства (А.с. 1504835, 1561313, 1693778, 1705221 и др., авторы: Ф.П.Снеговский, В.А.Уваров и др.) для осуществления обработки деталей изделий импульс-

ным магнитным полем (ОИМП), при которой формируется топография микрорельефа поверхностей трения, обеспечивая в конечном итоге сокращение продолжительности приработки и существенное увеличение периода нормальной эксплуатации. Изменение шероховатости после ОИМП выражается в сглаживании профиля поверхностей как по вершинам, так и по впадинам и обусловлено перегруппировкой атомов в приповерхностных слоях, что сопровождается устранением концентраторов напряжения. Проверка влияния ОИМП на продолжительность приработки проводилась путем испытаний образцов, вырезанных из сирийской втулки. Образцы обрабатывались импульсным магнитным полем на режиме, указанном в табл. I.

Таблица I

Режим обработки импульсным магнитным полем  
экспериментальных образцов

Плотность магнитного потока, $T_e$	Число импульсов	Продолжительность импульса, с	Температура образца, $^{\circ}C$
0,5	10	1	20

Результаты испытаний на приработку приведены на рис.5. Как видно из рисунка, стабилизация коэффициента трения образцов после ОИМП произошла через 4 часа, а без ОИМП - через 10 часов. Кроме того, ОИМП обеспечила снижение уровня стабилизации коэффициента трения с 0,015 до 0,012. Таким образом, ОИМП обеспечивает существенное ускорение приработки и снижение коэффициента трения. Наиболее вероятной причиной такого влияния является улучшение топографии поверхности образцов. Для проверки этого предположения на образцах до и после ОИМП определяли стандартные параметры шероховатости поверхности: высоту неровностей профиля  $R_z$  и наибольшую высоту неровностей профиля  $R_{max}$ , а также нестандартный - радиус закругления выступов  $r_n$ .

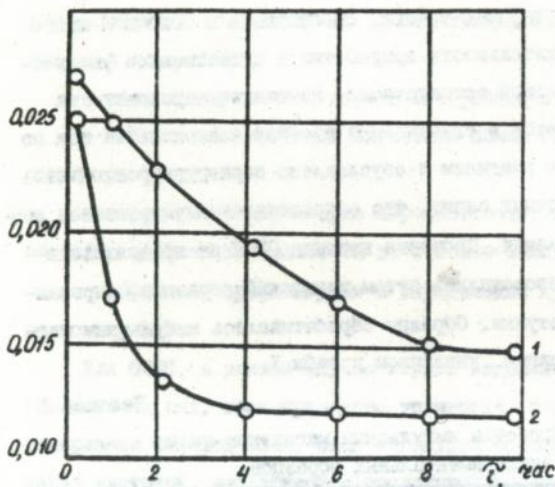


Рис.5. Влияние ОИМП на измерение коэффициента трения в процессе приработки:  
1 — образцы исходные;  
2 — образцы, подвергнутые ОИМП.

В связи с тем, что указанные параметры недостаточно полно отражают связь между шероховатостью и служебными свойствами поверхностей, для деталей узлов трения рекомендуется использовать комплексный критерий Крагельского-Комбалова, который более полно отражает эту связь. Этот критерий определяли по зависимости

$$\Delta = \frac{R_{max}}{2 \cdot \delta^{1/4}},$$

где  $\delta$  и  $\nu$  — параметры степенной аппроксимации начального участка опорной кривой профиля.

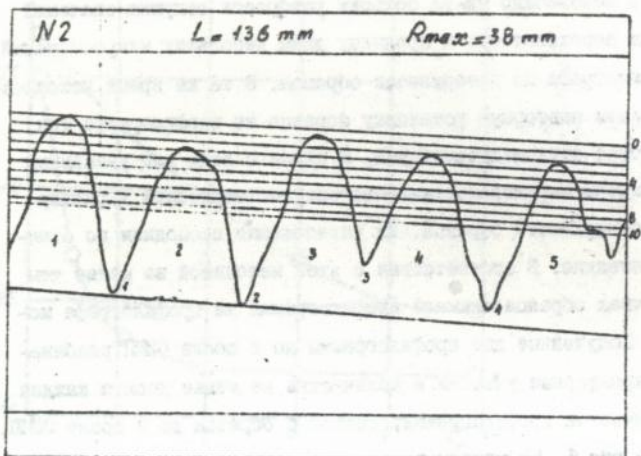
Существенную трудность представляет определение величин указанных параметров шероховатости поверхности образца до и после ОИМП. Лучшим вариантом было бы получение профилограммы по одной

и той же траектории иглы профилографа по образцу до и после ОИМП. Однако это невозможно из-за больших разбросов текущих значений параметров шероховатости в пределах даже небольших микросмещений иглы профилографа по поверхности образца. В то же время невозможно произвести повторную установку образца на профилографе так, чтобы не было этих микросмещений. В связи с этим все указанные выше параметры шероховатости имеют среднестатистический характер для всей поверхности образца. Их определение проводили по стандартной методике. В соответствии с этой методикой не менее чем в пяти точках образца снимали профилограммы на профилографе модели 201. Полученные две профилограммы до и после ОИМП разбивались на характерные участки в количестве не менее десяти каждая. Типичный участок профилограммы, снятой с образца до и после ОИМП, показан на рис.6. На каждом таком участке определяли указанные выше параметры шероховатости, а затем находили их средние значения для образца до и после ОИМП.

Высотные параметры шероховатости  $R_z$  и  $R_{max}$ , а также коэффициенты степенной аппроксимации опорной кривой профиля практически не изменились в результате ОИМП. В то же время существенно увеличился радиус закруглений выступов, а критерий  $\Delta$  уменьшился. Как показала статистическая обработка результатов измерений по ГОСТ 8.2С7-76, наибольшая относительная погрешность определения радиуса выступов не превышает 9,3% при доверительной вероятности, равной 0,95. В то же время радиус закругления выступов в результате ОИМП увеличился на 23,2%, а критерий  $\Delta$  уменьшился на 21,6%.

Полученные результаты впервые позволили дать объяснение сокращению срока приработки и повышению срока службы подшипников скольжения, прошедших обработку магнитным полем, по сравнению с изготовленными по традиционной технологии.

а) До обработки


 $R_z = 1,5 \text{ мм}; z = 197,9 \text{ мм}; \gamma = 0,95; \delta = 1,41; \Delta = 0,007$ 

б) После обработки

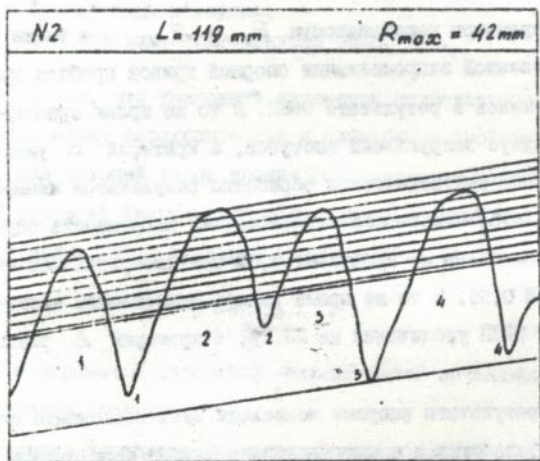

 $R_z = 1,70 \text{ мм}; z = 348,4 \text{ мм}; \gamma = 1,11; \delta = 1,72; \Delta = 0,004$ 

Рис.6. Типичные профилограммы швейцарского образца.

Данные лабораторных исследований по приработке, которая определялась по установившемуся коэффициенту трения, показывают, что продолжительность приработки пропорциональна, а нормальной работы обратно пропорциональна значению критерия  $\Delta$ . Продолжительность приработки сократилась, а продолжительность нормальной работы увеличилась в 1,5 - 2,0 раза.

В главе 5 описана новая конструкция опоры скольжения повышенной нагрузочной способности, предназначенная для оснащения узлов трения подъемно-транспортных машин, отличительной особенностью которой является наличие в системе фильтра, сообщенного с отстойником, манометра, вакуумного насоса, управляемого блока с плавным регулированием частоты вращения вала.

#### ОБЩИЕ ВЫВОДЫ

1. Показано, что если в 50-х годах, принимая систему шип - подшипник как квазитвердую, считалось, что вопросы математической стороны, вопросы теории смазки превосходили по качеству данные экспериментов, то в 80 - 90-х годах, благодаря успехам украинских научных школ в области экспериментов, доказавших, что система шип - подшипник податлива и наука теперь располагает опытными данными по основным рабочим параметрам -  $h, \rho, t, E, f$ , - вопросы математической обработки применительно к новым расчетным моделям вновь стали актуальными.

2. Для опор граничного и полужидкостного трения разработана новая методика расчета с использованием опытных и расчетных значений узлов контакта шипа с подшипником.

3. Выполнена экспериментальная оценка по основным рабочим характеристикам для подшипников скольжения, диаграмме трения (зависимость  $f$  от  $\mu\omega/\rho$ ) и несущей способности (зависимость  $F\omega^2/\mu\nu L$  от  $x$ ).

4. Для подшипников подъемно-транспортных машин, изготовленных из используемых в Сирии материалов, проведены экспериментальные исследования по формированию топографии рабочих поверхностей трения при ОИМП. Показано, что ОИМП рабочих поверхностей узлов трения создает необходимые предпосылки для сокращения продолжительности приработки и увеличения срока службы узлов трения.

5. Разработана новая конструкция подшипника скольжения повышенной нагрузочной способности.

Основное содержание опубликовано в следующих работах:

1. Хамуи Латифа. Достижения и проблемы теории и практики смазки машин. - Одесса: ОИИМФ, 1991. - 13 с. - Деп. в В/О "Мортехинформреклама" 15.04.91, № 1178-мф.

2. Хамуи Латифа. Повышение долговечности опор скольжения портового оборудования // Исследования инженерных сооружений и перегрузочного оборудования морских портов: Сб. науч. трудов ОИИМФ. - М.: В/О "Мортехинформреклама", 1991. - С. 87-88.

3. Хамуи Латифа. Ускорение приработки опор скольжения ИТМ // Гидротехнические сооружения и механизация портовых работ: Сб. науч. трудов ОИИМФ. - М.: В/О "Мортехинформреклама", 1993 (в печати).

4. Хамуи Латифа. Оценка рабочей характеристики  $\rho\psi^2/\mu v$  для подшипников скольжения // Контактная гидродинамика: Тезисы докл. У Всесоюз. конф. - Самара, 1991. - С. 59.

5. Хамуи Латифа. Рабочие характеристики опор скольжения портовых машин // Морская гидротехника и механизация перегрузочных работ в портах: Сб. науч. трудов ОИИМФ. - М.: В/О "Мортехинформреклама", 1992. - С. 86-90.

6. Подшипник скольжения /Ф.П.Снеговский, В.И.Лукашенко, О.И.Стальниченко, Хамуи Латифа. - Заявка в Госкомизобретений Украины.

---

Зая. 502, твр. 110, подл. и печ. 17.05.82г.  
Усл. печ. лист. 1, 2. КМП ОНИМФ Одесса,  
Мечникова, 34.

---

1. The Commission on the ...  
of ...  
...

2. The Commission on the ...  
of ...  
...

3. The Commission on the ...  
of ...  
...

4. The Commission on the ...  
of ...  
...

5. The Commission on the ...  
of ...  
...

6. The Commission on the ...  
of ...  
...

7. The Commission on the ...  
of ...  
...

8. The Commission on the ...  
of ...  
...

9. The Commission on the ...  
of ...  
...

465485

Ab 27.685

**AB 27.685**

1