



**SATBAYEV  
UNIVERSITY**

**SATBAYEV UNIVERSITY**

**ИНСТИТУТ МЕТАЛЛУРГИИ И  
ПРОМЫШЛЕННОЙ ИНЖЕНЕРИИ**

**КАФЕДРА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МАШИНЫ И  
ОБОРУДОВАНИЕ**

**ДОПУЩЕНА К ЗАЩИТЕ**

Зав. Кафедрой ТМиО

канд.техн.наук, асоц.проф.

\_\_\_\_\_К.К. Елемесов

«25» мая 2020г.

## **ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ**

на тему: “Совершенствование конструкции кронблока БУ 2500Д”

Специальность: 5В072400 – Технологические машины и оборудование  
нефтегазовой отрасли

Выполнил:

Казамбаева А.А.

Научный руководитель:

к.т.н. проф. С.А. Заурбеков

«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020г.

Алматы 2020

SATBAYEV UNIVERSITY

Институт металлургии и промышленной инженерии

Кафедра Технологические машины и оборудование

5B072400 – Технологические машины и оборудование

**УТВЕРЖДАЮ**

Зав. Кафедрой ТМиО

канд.техн.наук, асоц.проф.

\_\_\_\_\_ К.К. Елемесов

«28» января 2020г.

**ЗАДАНИЕ**

**На выполнение дипломной работы**

Обучающемуся Казамбаева Айдана Аскарарона

Тема: Совершенствование конструкции кронблока БУ 2500Д

Утверждена приказом Ректора Университета № 762-б от «27» январь 2020г.

Срок сдачи законченной работы «25» май 2020 г.

Исходные данные к дипломной работе: Совершенствование конструкции кронблока БУ 2500Д

Краткое содержание дипломной работы:

а) обзор существующих конструкций кронблока;

б) усовершенствование смазочного материала кронблока;

в) расчетный раздел;

г) расчет экономической эффективности разработки

Рекомендуемая основная литература: из 27 наименований

## **АННОТАЦИЯ**

Дипломная работа состоит из пояснительной записки на 46 листах и 5 листах графической части формата А1.

Работа направлена на повышение межремонтного периода работы кронблоков. На основании проведенного обзора существующих конструкций кронблоков и выбран прототип грузоподъемностью 2500 кН. Отдельно рассмотрены виды смазок, применяемых для талевых шкивов и канатов.

На основании проведенного патентного поиска отобрано изобретение, направленное на улучшение системы смазки подшипников кронблока, беговой дорожки шкивов и талевого каната. Предложена смазка нового состава с содержанием наноалмазов, что существенно улучшает качество смазки и повышает срок службы трущихся поверхностей.

Проведенные расчеты подтверждают работоспособность, что также подтверждается проведенными расчетами ожидаемого экономического эффекта, который составит 3 327 345 тыс. тенге в год на один кронблок.

## **ANNOTATION**

The thesis work consists of an explanatory note on 46 sheets and the graphic part on 5 sheets of A1 format.

The thesis was carried out on the topic: "Improving the design of the crown block BU 2500 D" and aimed at increasing the overhaul period of the crown block for using a modern type of consistent lubricant containing nanodiamonds.

Based on the patent search, an invention was selected that has lubricants containing nanodiamonds, which significantly improves the quality of the lubricant and increases the service life of rubbing surfaces, namely, the hoist rope and the treadmill of the crown block pulleys.

The performed calculations confirm the effectiveness, which is also confirmed by the calculations of the expected economic effect, which amounts to 3 327 345 thousand tenge per year for one crown block.

## **АНДАТПА**

Дипломдық жұмыс 46 парақта түсіндірме жазбадан және А1 форматындағы 5 парақтан тұратын графикалық бөлімнен тұрады.

Дипломдық жұмыс «БУ 2500 Д тәж блогының дизайнын жетілдіру» тақырыбына орындалды және наноалмаз бар дәйекті майлаудың заманауи түрін қолдану үшін тәж блогының күрделі жөндеу мерзімін ұлғайтуға бағытталған.

Патенттік іздеудің негізінде наноалмаз бар майлары таңдалды, бұл оның сапасын жақсартады және ысқылайтын беттердің қызмет мерзімін, атап айтқанда көтергіш арқан мен тәж блогының шпалдарының жүгіру жолын арттырады.

Жүргізілген есептеулер тиімділікті растайды, бұл бір тәж блогына жылына 3 327 345 мың теңгені құрайтын күтілетін экономикалық эффекттің есептеулерімен расталады.

## СОДЕРЖАНИЕ

	Введение	4
1	Обзор современных конструкций кронблоков для глубокого бурения	5
1.1	Общие сведения о кронблоках	5
1.2	Требования, предъявляемые к кронблокам	
1.3	Выбор прототипа и описание особенностей его конструкции	8
1.4	Общие сведения о подшипниках качения	10
1.5	Подшипниковая опора кронблока	10
1.6	Причины выхода из строя подшипниковых опор кронблока	12
1.7	Общие сведения о смазочных материалах	13
1.8	Методы повышения срока службы подшипников качения	14
1.9	Смазочные материалы с ультрадисперсными добавками	16
1.10	Модифицированный смазочный материал. Патентная проработка	18
2	Расчетный раздел	22
2.1	Расчет действующих нагрузок	22
2.2	Расчет конструктивных параметров	26
2.3	Расчет на прочность отдельных элементов конструкции	27
2.4	Расчет площади контакта ролика – кольца	29
2.5	Расчет режима смазки подшипников качения	37
2.6	Расчет долговечности подшипников качения	39
3	Экономический раздел	42
3.1	Технико-экономический расчет	42
	Заключение	44
	Список использованной литературы	45

## ВВЕДЕНИЕ

Мировую экономику XXI века сложно представить без главной его составляющей – без нефти. Страны с большим запасом нефти зачастую диктуют свои правила всему миру. Это связано с тем, люди нашли применение нефти и ее компонентов во всех сферах жизнедеятельности.

Впервые нефть стали добывать ударно-канатным способом в Китае в 347 году н.э. Здесь в качестве труб использовали полые стволы бамбука. Первая нефтяная скважина современного типа была пробурена на Апшеронском полуострове в 1848 году неподалеку от Баку. А уже в 1899 году в месторождении Карашунгул был получен первый нефтяной фонтан, который положил начало истории казахстанской нефти.

Современное оборудование для добычи нефти состоит из буровой установки и блоками первичной очистки нефти.

Талевый механизм или талевая система — грузонесущая часть буровой установки - представляет собой полиспагт, состоящий из кронблока и талевого блока, соединенных между собой стальным канатом. С помощью талевой системы вращательное движение от барабана лебедки преобразуется в поступательное движение, совершаемое подвешенным грузом. Основной целью при эксплуатации любого оборудования является увеличение его срока службы.

Долговечность машины зависит от совокупности влияния разнообразных факторов, которые проявляются при ее эксплуатации. Долговечность кронблока зависит от состояния шкивов и их канавок и подшипников, так как они испытывают большие нагрузки. Наибольшему износу подвергаются подшипники, поэтому в работе будет рассмотрено повышение их долговечности.

В данной работе предлагается способ повышения долговечности подшипников, путем модернизирования смазочного материала, внедрением в его состав наноалмазов.

Актуальность данной работы состоит в том, что работа машин и механизмов невозможна без подшипниковых опор и повышение их срока службы, используя современные методы, необходимо для повышения надежности машин и механизмов.

# 1 Обзор современных конструкций кронблоков для глубокого бурения

## 1.1 Общие сведения о кронблоках

Кронблоки устанавливают на наголовнике буровых вышек. Они являются неподвижной частью талевого механизма. Конструкции кронблоков зависят от типа используемых вышек и различаются по числу шкивов, грузоподъемности и конструктивной схеме.

Шкивы кронблока вращаются на неподвижных осях, расположенных соосно (рис. 1.1,а,б,в) либо несоосно (рис. 1.1,г, д). При несоосной схеме ось шкива, используемого для ходовой струны талевого каната, располагается перпендикулярно к осям остальных шкивов. Несоосное расположение шкивов обусловлено схемой оснастки талевого механизма, обеспечивающей возможность перемещения талевого блока вдоль свечи при использовании комплекса АСП для механизированной расстановки свечей. Число шкивов и грузоподъемность кронблоков выбирают в зависимости от допускаемой нагрузки на кроне.

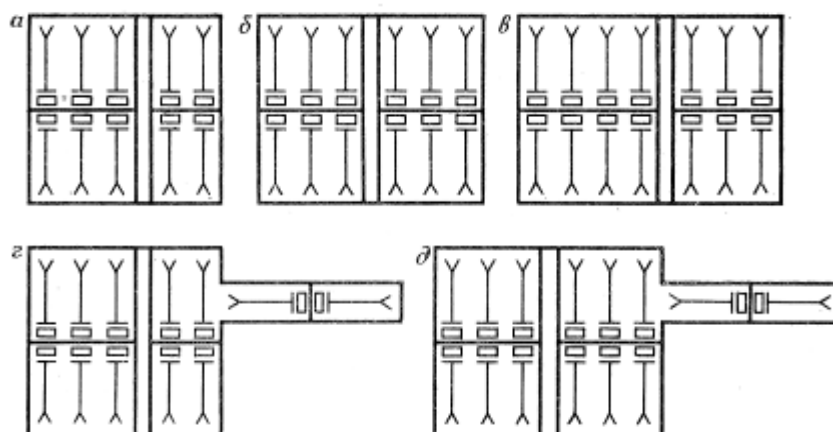
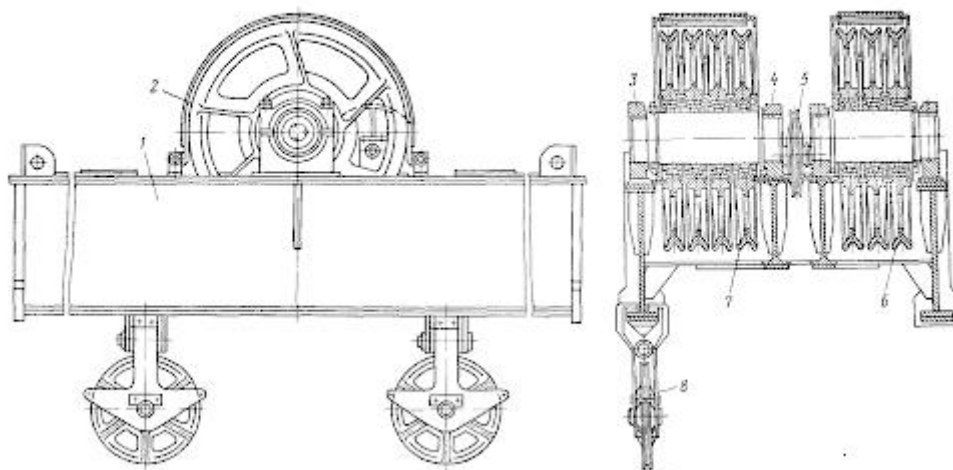


Рисунок 1.1 – Конструктивные схемы кронблоков

На рисунке 1.2 приведена типовая конструкция кронблока с соосным расположением шкивов. На сварной раме 1 в разъемных опорах 2 и 5 установлены две секции 4 и 7 шкивов. Рама сварена из продольных и поперечных балок, изготовленных из проката высокого качества. Оси в опорах предохраняются от провертывания дюбелями 6. Подвесной блок 3 используется для вспомогательных работ.

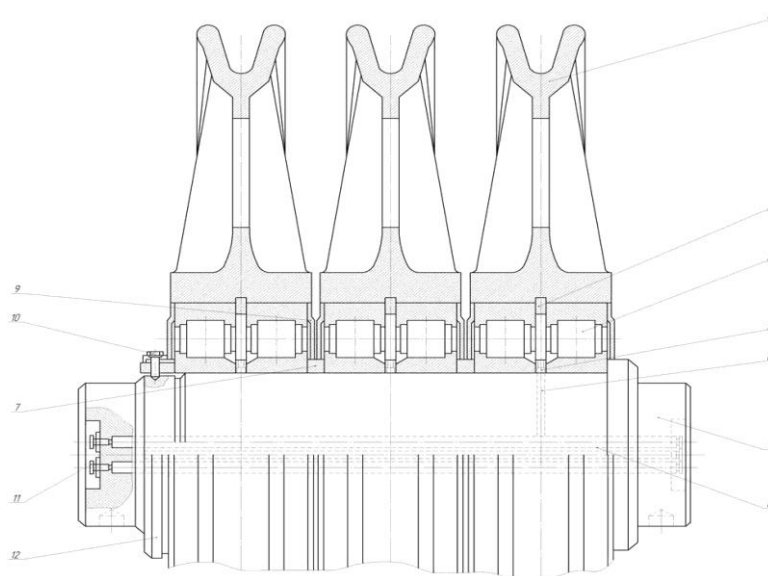
Каждая секция (рис. 1.3) состоит из оси 1, на которой установлены шкивы 4, вращающиеся на подшипниках качения 2. Между подшипниками соседних шкивов на оси имеются распорные кольца 7, благодаря которым исключается трение ступиц смежных шкивов, вращающихся с различной частотой. Между наружными кольцами роликоподшипников в ступицах шкивов

устанавливаются разрезные пружинные кольца 5, а на оси — распорные кольца 5 с проточкой и отверстиями для выхода смазки к подшипникам. Через масленки 11, продольные 8 и радиальные 6 отверстия в оси смазка подается ручным насосом в полость между кольцами 3 и 5 подшипников шкива.



1 – рама, 2 – шкив, 3,4 – разъемные опоры, 5 – промежуточный шкив, 6,7 – секции шкивов, 8 – вспомогательные шкивы

Рисунок 1.2 – Соосный кронблок

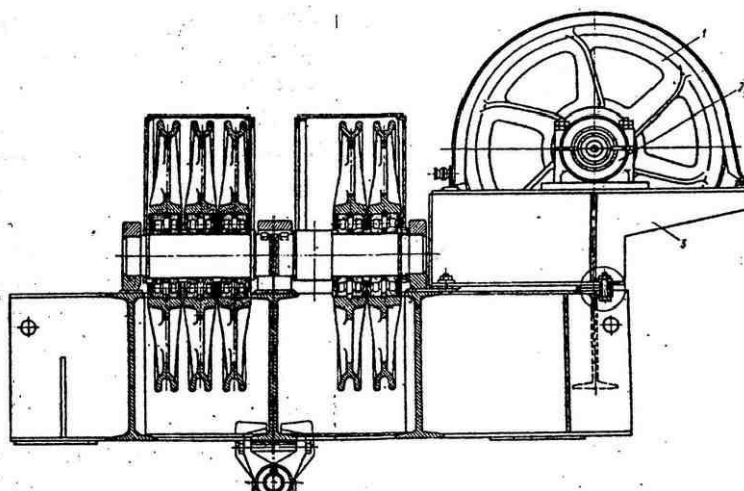


1 – ось; 2 – опоры шкивов; 3 – разрезные пружинные кольца; 4 – шкивы; 5,7 – распорные кольца; 6,8 – продольные и радиальные отверстия; 9 – фланцевые крышки; 10 – винт; 11 – масленки; 12 – стопорная шайба.

Рисунок 1.3 – Секция кронблока

На рисунке 1.4 показан трехсекционный кронблок с несоосным расположением секций, отличающийся от предыдущей конструкции тем, что

ходовой шкив 1 находится на отдельной опоре 2, установленной на верхней полке рамы 3.



1 – ходовой шкив; 2 – опора ходового шкива; 3 — рама.

Рисунок 1.4 – Трехсекционный кронблок с несоосным расположением секций

Таблица 1.1 – Технические характеристики кронблоков

Параметры	Тип кронблока						
	УКБ-5-160	УКБ-5-200	УКБ-6-250	УКБ-6-250 для МБУ	УКБ-6-270	УКБ-6-300	УКБ-6-325
Максимальная нагрузка на крюке, кН	1600	2000	2500	2500	2700	3000	3250
Канавки под канат диаметром, мм	28	28	28	28	32	32	32
Наружный диаметр шкива, мм	720	1120	1000	1000	1120	1120	1400
Диаметр шкива по дну канавки, мм	620	1020	900	900	900	1020	1010
Диаметр оси, мм	140	220	220	220	220	220	220
Подшипники шкива	42228	42244	97744 ЛМ	97744 ЛМ	6- 42244	97744 ЛМ	97744 ЛМ
Габаритные размеры, мм							
Длина	2250	2320	3180	2920	1321	4395	3190
Ширина	1785	1440	2300	2405	2320	3000	3080
Высота	1820	1322	1335	2460	1440	5450	2230
Масса, кг	1780	3220	4060	4670	3440	7420	5990



## 1.2 Кронблок УКБ-6-250

Кронблок УКБ-6-250 имеет две трехблочные секции и подвесную вспомогательную секцию. Трехблочные секции закрыты кожухами. Блоки смонтированы на осях, укрепленных в разъемных опорах. Шкив кронблока – это колесо, закрепленное на неподвижной оси, которое передает усилия канату. Шкивы устанавливают на сдвоенных подшипниках с коническими роликами. Сдвоенные подшипники качения имеют общее наружное кольцо и два внутренних. Между подшипниками соседних шкивов на оси имеются распорные кольца, которые исключают трение ступиц смежных шкивов, вращающихся с различной частотой.

Между наружными кольцами роликоподшипников в ступицах шкивов установлены разрезные пружинные кольца, а на оси — распорные кольца с проточкой и отверстиями для выхода смазки к подшипникам

На рисунке 1.5 показана конструкция, на рисунке 1.6 – схема шестишкивного кронблока УКБ-6-250.



Рисунок 1.5 – Кронблок УКБ-6-250

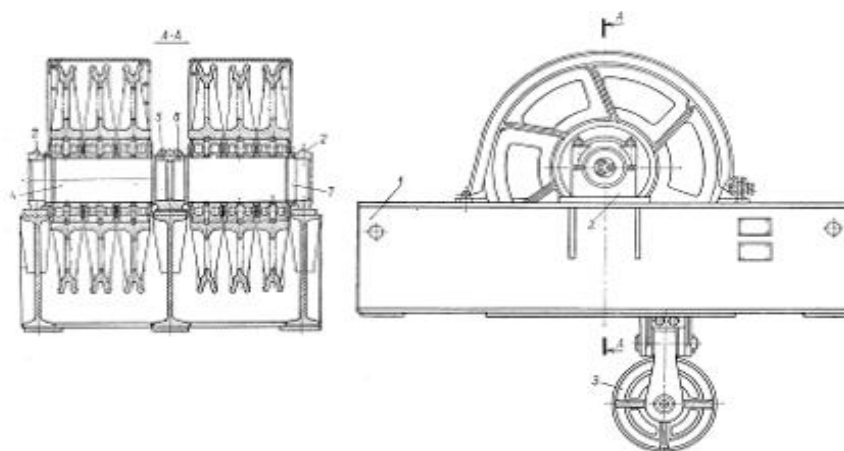


Рисунок 1.6 – Схема кронблока УКБ-6-250

Этот кронблок имеет сварную стальную раму, на которой укреплена ось с шестью шкивами, смонтированными на подшипниках. Такое конструктивное решение обеспечивает прочность, жесткость и удобство обслуживания. В таблице 1.2 приведены основные характеристики кронблока УКБ-6-250.

Таблица 1.2 – Характеристики кронблока УКБ-6-250

Характеристика	Значение
Допускаемая нагрузка (ГОСТ 16293-89), кН	2500
Число канатных шкивов	6
Канавки обработаны под канат диаметром, мм	28
Наружный диаметр шкива, мм	1000
Диаметр шкива по дну канавки, мм	900
Диаметр оси шкива, мм	220
Номер подшипника шкива	97744Л
Размеры подшипника, мм	220x340x100
Число подшипников в шкиве	1
Габаритные размеры, мм	
Длина	3180
Ширина	2606
Высота	1335
Масса, кг	3885

Кронблок работает при больших нагрузках и различных погодных условиях. Кронблок, как и все оборудование буровой установки, имеет нестационарный режим нагружения, поэтому подшипники качения установленные в кронблоке, работают с изменяющимися нагрузками и частотами вращения [3].

### 1.3 Требования, предъявляемые к кронблокам

1. Все детали кронблока должны быть изготовлены или отремонтированы в полном соответствии с действующими чертежами и техническими условиями. Износ деталей, применяемых повторно, не должен превышать предельных размеров, установленных техническими условиями на выбраковку деталей.

2. Сварные швы не должны иметь трещин, раковин, газовых пузырей, подрезов, пережогов и других дефектов, снижающих прочность сварных соединений.

3. Рама кронблока не должна иметь трещин и вмятин. Отклонение на непараллельность балок рамы не должно превышать 5 мм на всю их длину.

4. Все резьбовые соединения должны иметь надежное предохранение от самоотвинчивания.

5. Канатные шкивы кронблока должны легко вращаться от руки. При вращении любого из шкивов соседний не должен вращаться.

6. Торцовое биение каждого шкива не должно превышать 1 мм.

7. Маслопроводящие каналы должны быть промыты и заполнены свежей смазкой.

8. Кожухи шкивов должны быть надежно закреплены.

9. Кронблок должен быть окрашен стойкой краской.

#### **1.4 Общие сведения о подшипниках качения**

Подшипники качения являются важнейшими структурными составляющими машин. К их несущей способности и надежности предъявляются высокие требования. Наблюдения показывают, что фактическая долговечность подшипника оказывается ниже расчетной. Это происходит из-за ряда причин.

Причины выхода подшипников из строя:

- высокие нагрузки;
- загрязнение;
- перегрев;
- износ металла;
- неправильная эксплуатация;
- неправильно подобранный смазочный материал и т.д.

Преимуществом использования подшипников качения является малый коэффициент трения, пониженный расход смазочного материала и упрощенная система смазки. Подшипники качения можно применять в широком диапазоне температур и при больших нагрузках.

Подшипник должен удовлетворять следующему ряду требований:

- прочность опоры,
- жесткость узла,
- обеспечение минимального сопротивления при вращении и при трогании с места,
- работа без чрезмерного нагрева,
- бесшумность,
- удобство смазки, монтажа и демонтажа, а также возможность замены подшипника другим за счет стандартизованных размеров посадочных мест.

Каждый подшипник качения выходит из строя при появлении выбраковочных признаков - несоответствия вышеперечисленным требованиям. Причиной появления большинства выбраковочных признаков является износ.

#### **1.5 Подшипниковая опора кронблока УКБ-6-250**

Безотказная работа кронблока во многом определяется применяемыми в их конструкции подшипниковыми узлами.

В данном кронблоке УКБ-6-250 применены роликовые радиально-упорные подшипники 97744ЛМ с коническими роликами. Ролик конический предназначен для работы в высоконагруженных узлах при комбинированном восприятии радиальной и осевой нагрузок [4]. Технические характеристики подшипника представлены в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Технические характеристики подшипника 97744ЛМ

Характеристика	Значение
Внутренний диаметр, мм	220,00
Внешний диаметр, мм	340,00
Ширина, мм	99,00/75,00
Масса, кг	29,30
Марка стали	ШХ-15
Количество роликов в подшипнике, шт	52
Размеры ролика, мм	27,02/28,00x28,10
Грузоподъемность динамическая, кН	770,00
Грузоподъемность статическая, кН	1390,00
Номинальная частота вращения при жидкой смазке, об/мин	830,00
Номинальная частота вращения при пластичной смазке, об/мин	600,00

На рисунке 1.7 представлены схема и фото двухрядного радиально-упорного конического роликового подшипника

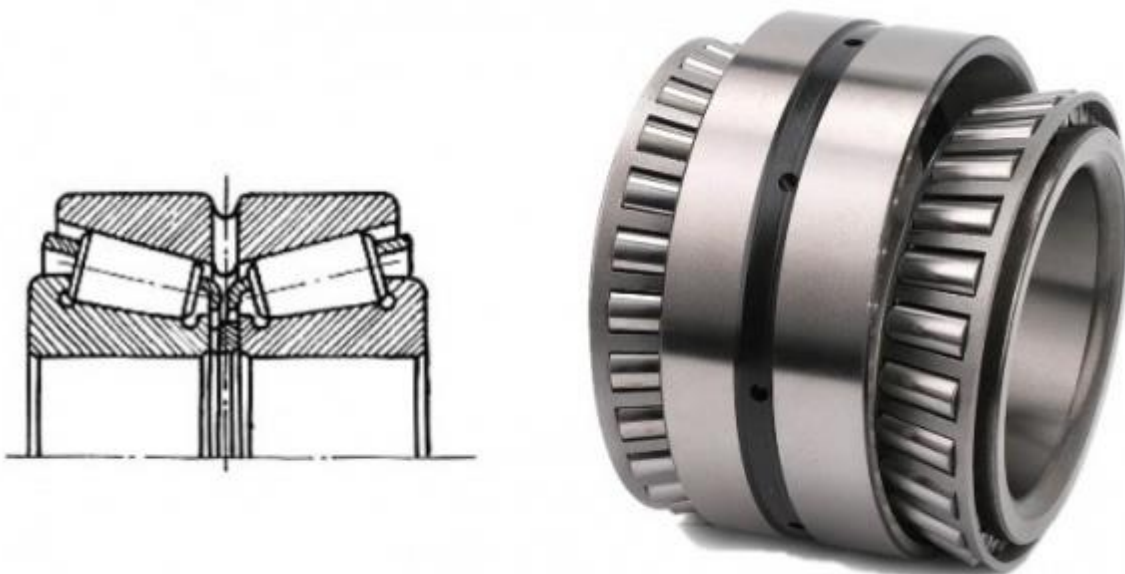


Рисунок 1.7 – Двухрядный радиально-упорный конический роликовый подшипник

## 1.6 Причины выхода из строя подшипниковых опор кронблока

Проблема износа машин и механизмов во многом связана с трением. Трение и изнашивание представляют собой механические явления, однако в их основе лежат сложные физические и химические процессы. Трение имеет двойственную молекулярно-механическую природу. И.В. Крагельский[5] сформулировал три последовательных и взаимосвязанных этапа процесса трения, а именно:

- 1) взаимодействие поверхностей с учетом влияния среды;
- 2) изменение поверхностных слоев в результате взаимодействия с учетом влияния окружающей среды;
- 3) разрушение поверхностей (износ) вследствие двух предыдущих этапов.

Трение сопровождается изнашиванием контактирующих деталей, а результатом изнашивания является износ.

Наиболее распространенными видами изнашивания согласно С.В. Венцель[5] являются абразивное, адгезионное, усталостное, кавитационное, коррозионное и эрозионное. Для нормального режима работы подавляющего большинства подвижных сопряжений характерно усталостное изнашивание. Усталостное изнашивание имеет место при повторном деформировании поверхностных слоев твердых тел при внешнем трении. Материал, под действием повторно-переменных напряжений, постепенно накапливает повреждения, приводящие к изменению его строения и свойств, образованию и развитию трещин. Примером усталостного износа являются подшипники.

Подшипниковый узел подвергается наибольшему износу вследствие высоких нагрузок, колебаний, рабочих давлений, температур, что приводит к возникновению определенного вида изнашивания и как следствие – к снижению работоспособности и уменьшению долговечности подшипникового узла в целом. Накопление повреждений определяется, как правило, не одним каким-либо явлением, а некоторой их совокупностью. Особенно влияет на подшипники качения процессы усталости[7].

Усталость – это процесс накопления повреждений в материале под длительным действием циклических напряжений и деформаций, приводящих к изменению строения, механических и физических свойств материала, образованию трещин в материале и разрушению.

Появление первых признаков усталостных повреждений зависит от частоты вращения подшипника, величины нагрузки, эффективности смазывания. Усталостное изнашивание порождает трещины. Перекатывание тел качения по трещинам приводит к откалыванию мелких частиц материала подшипника, в связи с чем возникают участки с шероховатой и крупнозернистой структурой поверхности. Этот процесс называется усталостное выкрашивание (рисунок 1.8).



Рисунок 1.8 – Внутреннее кольцо подшипника качения с усталостным выкрашиванием только одного следа вращения по всей периферии

Усталостное выкрашивание поверхностей качения колец и тел качения может возникать: вследствие недостаточной работоспособности подшипника для действительных условий эксплуатации (из-за действия на подшипник неучтенных нагрузок); при перекосе колец подшипника; на поверхностях качения в зонах механического их повреждения (риски, вмятины), связанного с засорением продуктами износа смазочного материала[7].

При недостаточном смазывании две контактирующие поверхности скользят одна относительно другой под нагрузкой, происходит перенос частиц металла с одной поверхности на другую и происходит задир. Так же задир может образовываться при незначительных заклиниваниях по каким-либо причинам тел.

Снижение силы трения на контакте будет менять форму образования усталостных трещин на глубинную, что увеличивает время эксплуатации подшипниковых опор до начала усталостного разрушения дорожек и тел качения подшипников. Для снижения износа при усталости необходимо уменьшать силу трения. Этого можно достичь при использовании специальных присадок (антифрикционных), введенных в пластичный смазочный материал.

Таким образом, при всем разнообразии повреждений чаще всего имеют место усталостные разрушения, снижающие долговечность подшипников.

### **1.7 Общие сведения о смазочных материалах**

Во многих механизмах применение и правильный подбор смазочных материалов позволяют существенно уменьшить трение, что снижает энергозатраты и дает значительную экономию.

Для обеспечения требуемой надежности функционирования узла трения следует стремиться к тому, чтобы смазочный материал наиболее полно отвечал условиям работы трибосистемы.

Смазочный материал должен сохранять свои свойства во всем диапазоне условий эксплуатации, не оказывая при этом воздействия на контактирующие материалы.

Применяемые смазочные материалы по агрегатному состоянию делят на следующие виды: жидкие (масла); пластичные (пластичные смазки); твердые; газообразные.

В подшипниках качения применяются и жидкие, и пластичные, и твердые смазочные материалы. Наиболее часто применяются пластичные смазочные материалы (далее ПСМ).

По реологическим свойствам пластичные смазки занимают промежуточное положение между маслами и твердыми смазочными материалами, они сочетают в себе свойства твердого тела и жидкости, что связано с их строением. ПСМ являются высокоструктурированными тиксотропными дисперсиями.

Реологические свойства пластичных смазок определяются, прежде всего, особенностями трехмерного структурного каркаса[8].

В пластичных смазках содержание загустителя может составлять 5-25 %. В качестве твердого загустителя могут выступать соли высокомолекулярных карбоновых кислот, твердые углеводороды (парафин, церезин и т.п.), высокодисперсные неорганические (силикагель, бентониты, графит и т.п.) и органические (сажа, пигменты, полимеры, производные мочевины и т.п.), материалы с хорошо развитой удельной поверхностью, способные к структурообразованию в неводных средах[9,11].

Применение пластичных смазок позволяет упростить конструкцию смазываемого сопряжения, снизить расходы на обслуживание.

Все компоненты пластичной смазки должны характеризоваться высокой трибостабильностью и хорошими противоизносными свойствами. Реологические характеристики должны обеспечивать поступление оптимального количества пластичной смазки в зону трения[8].

## **1.8 Методы повышения срока службы подшипников качения**

Долговечность машины зависит от совокупности влияния разнообразных факторов, которые проявляются на всех этапах ее создания и эксплуатации. Чаще всего долговечность машины снижается вследствие износа, поэтому для повышения долговечности следует повышать износостойкость узлов трения и деталей машин. Накопленные мировой практикой методы и способы предотвращения износа можно разделить на следующие группы: материаловедческие; технологические; конструкционные; производственные и эксплуатационные[9].

Материаловедческие методы включают направленный синтез износостойких конструкционных и смазочных материалов, выбор рациональных конструкционных и смазочных материалов в узлах трения, изучение и управление процессами, протекающими в материалах при изнашивании[9].

Конструкционные методы обеспечивают износостойкость на этапе проектирования машин. Эти методы направлены на следующее:

- смягчение режимов работы материалов в деталях и узлах трения (уменьшение нагрузки, температуры, скорости);
- защиту трущихся деталей от контакта с абразивной и агрессивной средой;
- исключение режимов трения без смазочного материала или в условиях скудной смазки; компенсацию износа деталей; обеспечение равномерного изнашивания деталей;
- обеспечение ремонтпригодности деталей и узлов трения.

Технологические методы предупреждения износа основаны на больших технологических возможностях управления износостойкими свойствами деталей на этапе их изготовления и ремонта. Это физико-химическое, тепловое, механическое воздействие на поверхностные слои материалов; плакирование, покрытие, наплавка рабочих поверхностей деталей и т.д. [9].

В условиях реальной эксплуатации для обеспечения износостойкости и увеличения ресурса машин необходимо соблюдение режимов эксплуатации, правил технического обслуживания, своевременное и качественное диагностирование состояния деталей и узлов трения, ремонт и замена изношенных деталей и узлов, ресурс которых исчерпан.

Правила технического обслуживания должны включать периодичность смазки, технической диагностики и контроля износа узлов трения, периодичность текущих ремонтов и осмотров, карту точек смазывания, периодичность пополнения и замены смазочного материала. При замене смазочного материала необходимо контролировать на соответствие техническим условиям, отсутствие загрязнений, абразивных частиц. Ресурс узлов трения машин и механизмов в значительной степени определяется работоспособностью применяемых смазочных материалов [10].

Для подшипников качения наиболее эффективным и реализуемым является метод повышения надежности, который заключается в применении смазочных материалов, которые способствуют повышению износостойкости за счет своих свойств. Если не затрагивать конструкцию подшипникового узла, его долговечность связана с увеличением продолжительности сроков службы пластичных смазочных материалов, и может быть решена путем модифицирования смазочного материала.

Проблема создания и применения смазочных материалов изучается учеными уже очень давно, однако остается актуальной до сих пор. Смазочные материалы обеспечивают нормальную работу и сохранность машин и механизмов. Основными функциями смазочных материалов является:

- уменьшение интенсивности изнашивания трущихся тел;
- снижение трения до необходимого уровня;
- предотвращение заедания узла трения;
- обеспечение отвода теплоты из зоны фрикционного контакта и уноса продуктов износа или коррозии;



- защита поверхностей трения и других элементов конструкции от действия внешней среды (агрессивных жидкостей, газов, паров и абразивных материалов – пыли, грязи и др.) или уплотнение зазоров [10].

### **1.9 Смазочные материалы с ультрадисперсными добавками**

Эффективными модификаторами смазочных материалов являются наноразмерные добавки различной природы, которые обладают структурирующими свойствами и могут обеспечить формирование бинарной дисперсной фазы, состоящей из наночастиц добавки и коротковолокнистых волокон загустителя и характеризующейся большей разветвленностью и повышенной маслоудерживающей способностью [8, 12, 13].

В связи с этим формирование наноразмерных структур в поверхностных слоях элементов пар трения в процессе трибоконтакта является перспективным методом повышения износостойкости материалов пар трения. Имеющиеся в литературе данные свидетельствуют о том, что добавка в смазочные материалы высокодисперсных углеродосодержащих продуктов детонационного синтеза (наноалмазов, алмазо-графитовой шихты) зачастую интенсифицирует образование субмикроструктурных структур в поверхностях трения, что весьма эффективно повышает эксплуатационный ресурс трибосопряжений. Вместе с тем, положительный эффект от добавок алмазосодержащих наноприсадок в смазки сильно зависит от исходного структурного состояния материалов пар трения [13].

В пластичных смазочных материалах дисперсионная среда (75...95 масс. %) представляет собой масло, а дисперсная фаза (5...25 масс. %) – твердый загуститель, в качестве которого могут выступать соли высокомолекулярных карбоновых кислот, твердые углеводороды, высокодисперсные неорганические и органические материалы с хорошо развитой удельной поверхностью, способные к структурообразованию в неводных средах. В исследуемых в работе подшипниках качения применяется простая литиевая пластичная смазка Литол-24 (ГОСТ 21150-87). Дисперсионной средой является смесь масел веретенного АУ и индустриального И-50А (1:3), дисперсная фаза образована литиевой солью 12-гидроокстеариновой кислоты и составляет 10 масс. % [15]. Структура дисперсной фазы смазки Литол-24 в исходном состоянии представлена на рисунке 4.

Как видно, дисперсная фаза имеет ярко выраженную волокнистую структуру. Волокна толщиной до 0,05 мкм сплетены в жгуты диаметром от 0,1 до 0,5 мкм, длина волокон превышает 10 мкм.

Структура дисперсной фазы смазки с алмазосодержащим пакетом добавок в исходном состоянии представлена на рисунке 1.9. Как видно, структура дисперсной фазы представлена сложным комплексом прямых ровных волокон и включений добавок, оплетенных более мелкими волокнами.

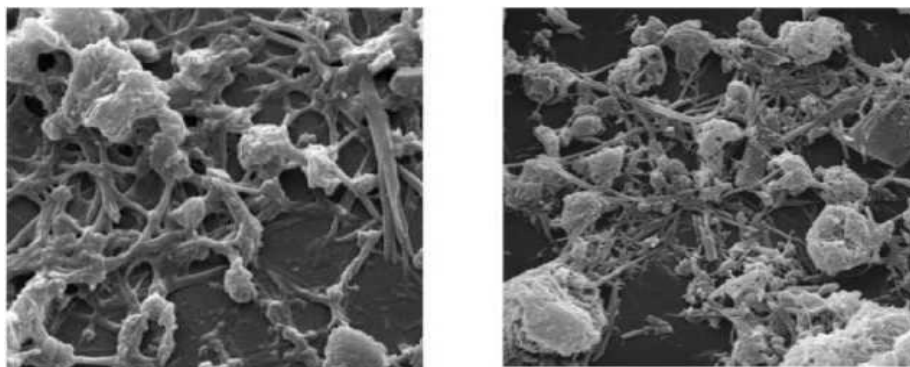


Рисунок 1.9 – Микроструктура дисперсной фазы смазки с алмазосодержащим пакетом присадок в исходном состоянии при различном увеличении

Из представленных иллюстраций видно, что добавки оплетены волокнами комплексной соли. Данный эффект обусловлен специальным технологическим приемом модифицирования пластичных смазочных материалов наноразмерными добавками, предполагающим введение последних в состав смазочной композиции до начала процесса образования структуры дисперсной фазы.

Таким образом, частицы антифрикционных добавок содержатся в загустителе смазочного материала, образуя при этом бинарную дисперсную фазу, отличную от простых мыльных загустителей типа оксистеарата лития (Литол-24). Данный эффект усиливается с уменьшением размеров частиц.

В случае взаимодействия пары трения в присутствии комплексной литиевой смазки, модифицированной наноразмерными добавками, во-первых, разветвленная коротковолокнистая структура дисперсной фазы обеспечивает большую маслоудерживающую способность и, следовательно, большую нагрузочную способность смазочного материала; во-вторых, наноразмерные частицы повышают коллоидную стабильность смазочного материала; в-третьих, при разрушении структурного каркаса твердые частицы, входящие в состав волокон дисперсной фазы, высвобождаются и попадают в зону трения в активном состоянии, сохранив сверхмалые размеры, и продолжают работать как противозадирная добавка, что приводит к повышению стабильности и нагрузочной способности смазочного слоя.

Использование пластичной смазки с пакетом наноразмерных добавок приводит к интенсификации приработки и ускоренному выходу процесса фрикционного взаимодействия на стадию установившегося трения; использование пакета добавок снижает интенсивность изнашивания на стадии установившегося трения, что связано с модифицированием поверхностных слоев элементов пары трения алмазнографитовыми частицами и образованием наноразмерных ячеистых структур.

Использование смазочного материала, модифицированного ультрадисперсными твердыми частицами различной природы в диапазоне нагрузок 25...50 МПа, снижает интенсивность изнашивания материала, причем

эффективность действия этих добавок увеличивается по мере повышения удельной нагрузки в зоне трибоконтакта [17,16,18].

Для наноразмерных частиц алмазографита характерна высокая адгезионная способность к металлическим поверхностям. На контактирующих поверхностях образуется ориентированный слой – прочная пленка, что способствует прочному удержанию граничного слоя смазочного материала на поверхности трения, снижению коэффициента трения и восприятию высоких нагрузок без разрушений [18].

### **1.10 Модифицированный смазочный материал. Патентная проработка**

На основе проведенного патентного поиска предлагается применить пластическую смазку с добавкой наноалмазов (патент РФ №2457239).

Для улучшения эксплуатационных свойств смазочного материала применяют специальные добавки, называемые присадками. Необходимо, чтобы металл пары трения вступал в реакцию с активной частью присадки, а сама присадка равномерно распределялась по смазочному материалу и не оседала на поверхностях трения. Смазочный материал, содержащий присадки, называют модифицированным.

Основная функция пластичного смазочного материала для подшипников качения – это снижение сил трения на контакте тел качения и кольцами, ввиду того, что силы трения непосредственно влияют на интенсивность износа. Большое внимание уделяется антифрикционным и противоизносным свойствам пластичных смазочных материалов, которые они приобретают за счет твердых добавок и присадок.

Пластичная смазка для подшипников качения содержит пластичную основу - смазку Литол-24 и присадку в виде порошка наноалмаза детонационного синтеза, очищенного до содержания несгораемых примесей менее 0,1% от массы наноалмаза, с размером частиц не более 5 нм при следующем соотношении компонентов, масс. % [19]:

Таблица 1.4 – Состав пластичной смазки патент №2457239

Наноалмаз детонационного синтеза	0,01-0,05
Смазка – Литол-24	Остальное до 100

Пластичную смазку для подшипников качения готовят простым перемешиванием двух коммерчески готовых компонентов: смазки Литол-24 и порошка наноалмаза до гомогенного состояния. Смазка содержит следующие компоненты, масс. %: литиевое мыло-13, антиокислительная присадка-0,7, вязкостная присадка-4, минеральное масло - до 100. Известно, что наноалмазы, благодаря своим разнообразным и необычным свойствам, которые обусловлены нанометровым масштабом их структурных элементов, нашли широкое применение в создании новых материалов и технологий для

практического использования в биологии, медицине и промышленности.

Основой предлагаемого изобретения является получение композиционного материала - пластичной смазки для подшипников качения с использованием порошка наноалмаза детонационного синтеза, свойства частиц которого позволяют при минимальной их концентрации в смазке (менее 0,05 масс. %) достичь увеличения срока службы смазки в несколько раз. Эти свойства частиц наноалмаза получены за счет глубокой химической очистки алмазо-графитовой шихты детонационного синтеза до получения основной фракции порошка наноалмаза с размером частиц 3-5 нм с выходом до 60% [19].

Также установлено, что полученные порошки наноалмаза сохраняют в течение длительного периода (более 15 лет) неизменными свои физико-химические свойства, в то время как порошки наноалмаза, очищенные по другим технологиям, начинают графитизироваться намного раньше и теряют свои ценные свойства [19].

Порошок наноалмаза, полученный из алмазно-углеродной шихты методом детонационного синтеза и глубокой химической очистки (пат. РФ 2081821) является готовым продуктом, не требующим технологической обработки. Он имеет наименьшее количество несоразимых примесей (менее 0,1%), которые являются практически загрязнителями смазки. Частицы наноалмаза размером 3-5 нм равномерно распределяются в объеме пластичной смазки Литол-24 и при введении в подшипники качения проникают во все микродефекты поверхности (поры, микротрещины, царапины). В результате создается ровная антифрикционная поверхность качения подшипников. При этом для достижения такого эффекта достаточно небольшого количества порошка наноалмаза (0,01-0,05% от массы смазки), что объясняется наибольшей каталитической активностью поверхности наночастиц указанных размеров.

Добавление наноалмаза размером частиц 3-5 нм в базовую смазку Литол-24 в концентрациях около 0,01-0,05 масс. % более чем в 3 раза уменьшает шероховатость и количество дефектов дорожек качения, вследствие чего срок службы подшипников качения возрастает более чем в два раза, по сравнению с использованием только Литол-24.

Как видно из таблицы, увеличение концентрации порошка наноалмаза свыше 0,05% приводит к увеличению значения шероховатости и количества дефектов на дорожках качения и, следовательно, ухудшению качества смазки.

Процесс приготовления смазки заключается в механическом диспергировании наноалмаза в пластичной смазке Литол-24. Полученной смазкой заполнялись подшипники качения 6205-2RS (ГОСТ 21150-87), которые устанавливались в специальную машину для испытания подшипников качения на долговечность (ЦКБ-72) [19].

Испытания подшипников проводились в течение 4,5 часов с частотой вращения 8925 об/мин и радиальной нагрузкой 10290 Н, что соответствует 75% от максимально допустимой динамической грузоподъемности подшипников качения заданного типа.

После испытания проводилась оценка шероховатости дорожек качения подшипников ( $R_a$ , мкм) на профилографе-профилометре «Talysurf -5M» (фирма «RankTAYLORHOBSON», Великобритания). Необходимость измерения этих параметров обусловлена тем, что они лежат в основе современных методик расчета ряда эксплуатационных свойств деталей машин, таких как контактная жесткость, сопротивление усталости, герметичность соединений, прочность посадок, износостойкость и др.

Качественная и количественная оценка металлографических параметров проводилась на растровом сканирующем электронном микроскопе JEOLJSM 6390 LA (Япония). При увеличении дорожек качения в 100 раз подсчитывалось количество видимых дефектов ( $V$ , шт.) на определенном участке. Под видимыми дефектами понимались глубокие борозды, оставленные телами качения на поверхности дорожек качения подшипников [19]. Участок, на котором измерялось количество дефектов, имеет размеры  $1 \times 1$  мм.

Для экспериментальной проверки заявленной смазки были приготовлены четыре состава смазок, приведенных в таблице.

Результаты, приведенные в таблице, позволяют заключить, что концентрация наноалмазов в значительной степени влияет на качество поверхности дорожек качения подшипников, причем с уменьшением концентрации наноалмазов в базовой смазке качество поверхности улучшается, а при концентрациях наноалмазов больше 0,05% мас. количество дефектов больше, чем при использовании только базовой смазки. Это означает, что наноалмазы при концентрациях выше 0,05% частично выполняют роль абразивных примесей и наносят повреждения поверхности дорожки качения подшипника [19].

Таблица 1.5 – Результаты исследований патент №2457239

№ опыта	Вид смазки	$R_a$ , мкм	$V$ , шт	$\geq L$ , ч
1	Литол-24	0,0917	9	1000
2	Литол-24+0,5% мас. Наноалмазов	0,0583	15	1360
3	Литол-24+0,1% мас. Наноалмазов	0,0487	11	1500
4	Литол-24+0,05% мас. наноалмазов	0,0387	4	1900
5	Литол-24+0,01% мас. Наноалмазов	0,0293	3	2200

При концентрациях наноалмазов в смазке менее 0,05% мас. шероховатость и количество дефектов значительно ниже, чем при использовании чистой смазки. Это обуславливает более продолжительный срок службы подшипника, так как чем выше качество поверхности дорожек качения, по которым происходит основной контакт и движение в подшипнике качения, тем более большую контактную долговечность имеет сам подшипник. Результаты исследования показали, что при уменьшении концентрации с 0,1% до 0,01% шероховатость уменьшается в среднем на 30%, а количество дефектов - 40% [19].

Результаты исследования представлены на рисунке 1.10 и 1.11 Из рисунка 1.10 видно, что концентрация наноалмазов в значительной степени влияет на качество поверхности дорожек качения подшипников.

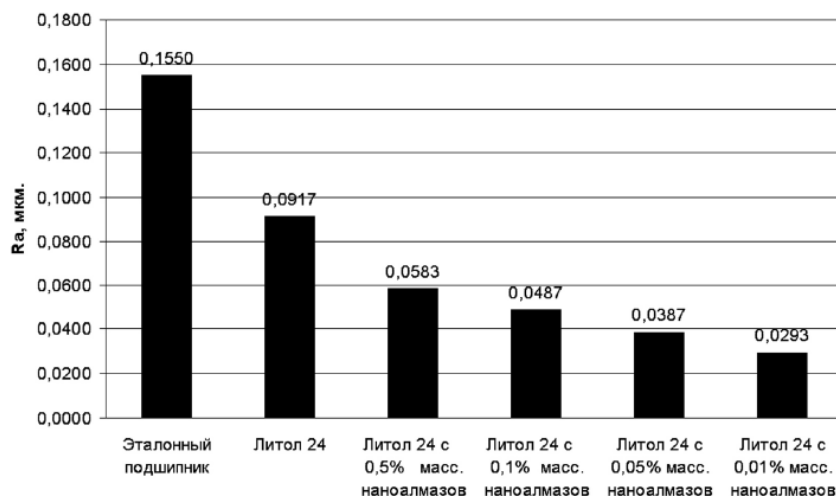


Рисунок 1.10 – Влияние концентрации наноалмазов на качество поверхности дорожек качения подшипников

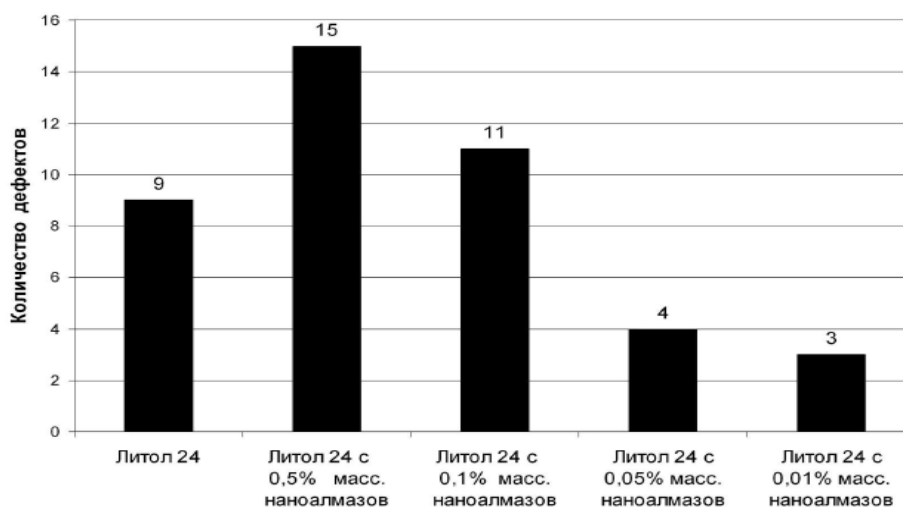


Рисунок 1.11 – Влияние концентрации наноалмазов на качество поверхности дорожек качения подшипников

Таким образом, простое добавление порошка наноалмазов в базовую смазку Литол-24 в оптимальных концентрациях 0,01-0,05 мас.% значительно упрощает технологию изготовления и многократно улучшает свойства смазки, а добавление свыше 0,1 мас.% порошка существенно ухудшает качество поверхности качения подшипников и удорожает полученную смазку [19].

## 2 Расчетный раздел

### 2.1 Расчет действующих нагрузок

Исходные данные для расчета:

максимальная нагрузка на крюке  $Q_{max} = 250$  т;

оснастка талевой системы  $5 \times 6 = 10$

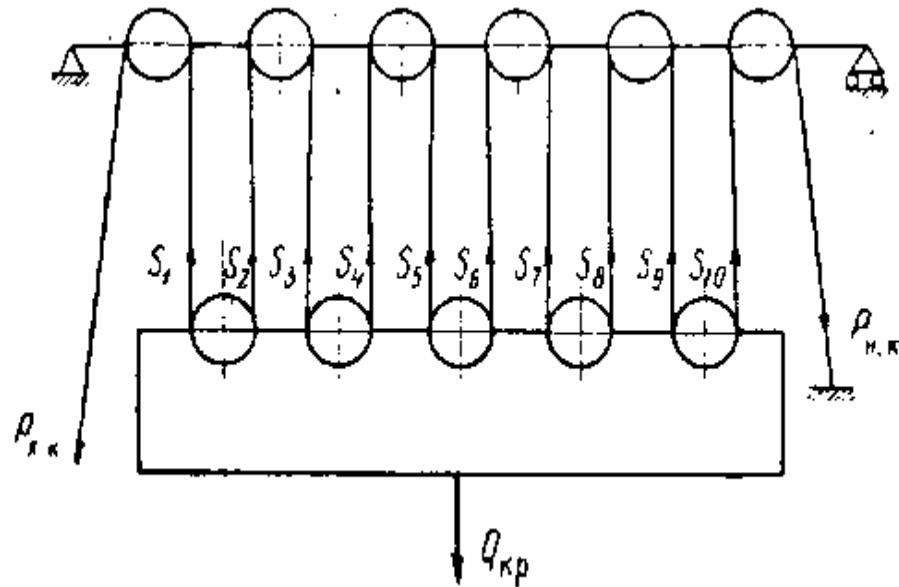


Рисунок 2.1 – Схема талевой системы

Для определения натяжения в ветвях оснастки от максимального веса на крюке необходимо определить натяжение в ходовой ветви оснастки, т.е:

$$P_{х.к.} = (Q_{max} + P_{об}) \frac{\beta^m (\beta - 1)}{\beta^m - 1}, \text{ Т} \quad (2.1)$$

где  $Q_{max}$  - максимальная нагрузка на крюке ( $Q_{max} = 250$  т);

$P_{об}$  - вес постоянно поднимаемого оборудования включает в себя вес талевого блока ( $P_{об} = 2,5$  т);

$\beta$  - коэффициент сопротивления шкива;

$m$  - количество рабочих струн талевой системы ( $m = 10$ )

$$\beta^m = \frac{1}{\eta}, \quad (2.2)$$

где  $\eta$  - КПД талевой системы, принимаем равным 0,98

$$\beta^m = \frac{1}{0.98} = 1.02,$$

Тогда:

$$P_{x.k} = (250 + 2,5) \frac{1,02^{10}(1,02 - 1)}{1,02^{10} - 1} = 28,121 \text{ т.}$$

Определение натяжения в мертвом конце оснастки:

$$P_{m.k} = (Q_{кр} + P_{об}) \frac{(\beta - 1)}{\beta(\beta^m - 1)}, \quad (2.3)$$

$$P_{m.k} = (250 + 2,5) \frac{(1,02 - 1)}{1,02(1,02^{10} - 1)} = 22,417 \text{ т.}$$

Натяжение в отдельных ветвях оснастки талевой системы:

$$S_m = \frac{P_{x.k}}{\beta^m}, \quad (2.4)$$

$$S_1 = \frac{P_{x.k}}{\beta^1} = \frac{28,121}{1,02} = 27,568 \text{ т.}$$

$$S_2 = \frac{P_{x.k}}{\beta^2} = \frac{27,568}{1,02^2} = 26,432 \text{ т,}$$

$$S_3 = \frac{P_{x.k}}{\beta^3} = \frac{26,432}{1,02^3} = 24,877 \text{ т,}$$

$$S_4 = \frac{P_{x.k}}{\beta^4} = \frac{24,877}{1,02^4} = 22,911 \text{ т,}$$

$$S_5 = \frac{P_{x.k}}{\beta^5} = \frac{22,911}{1,02^5} = 20,741 \text{ т,}$$

$$S_6 = \frac{P_{x.k}}{\beta^6} = \frac{20,741}{1,02^6} = 18,381 \text{ т,}$$

$$S_7 = \frac{P_{x.k}}{\beta^7} = \frac{18,381}{1,02^7} = 15,999 \text{ т,}$$

$$S_8 = \frac{P_{x.k}}{\beta^8} = \frac{15,999}{1,02^8} = 13,654 \text{ т,}$$

$$S_9 = \frac{P_{x.k}}{\beta^9} = \frac{13,645}{1,02^9} = 11,425 \text{ т,}$$

$$S_{10} = \frac{P_{x.k}}{\beta^{10}} = \frac{11,425}{1,02^{10}} = 9,372 \text{ т.}$$

Так распределяется максимальная нагрузка на крюке среди ветвей оснастки талевой системы в случае ее движения, т.е. при спускоподъемных операциях

В статическом состоянии, когда максимальный вес на крюке находится в покое, все ветви нагружены равномерно, т.е:



$$S = \frac{Q_{max}}{m}, \quad (2.4)$$

$$S = \frac{250}{10} = 25 \text{ т.}$$

Усилия, действующие на канатные шкивы и, соответственно, их подшипники при подъеме максимального груза:

$$P_1 = P_{x.k} + S_1 = 28,121 + 27,568 = 55,689 \text{ т,}$$

$$P_2 = S_2 + S_3 = 26,432 + 24,877 = 51,309 \text{ т,}$$

$$P_3 = S_4 + S_5 = 22,911 + 20,741 = 43,652 \text{ т,}$$

$$P_4 = S_6 + S_7 = 18,381 + 15,999 = 34,380 \text{ т,}$$

$$P_5 = S_8 + S_9 = 13,654 + 11,425 = 25,079 \text{ т,}$$

$$P_6 = S_{10} + P_{m.k} = 9,372 + 22,417 = 31,789 \text{ т,}$$

Суммарные нагрузки, действующие на кронблок:

$$\sum P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 = 55,689 + 51,309 + 43,652 + 34,380 + 25,079 + 31,789 = 241,898 \text{ т.}$$

Ось кронблока рассматриваем как балку лежащую на двух опорах, прочность оси на изгиб определяется по формуле:

$$\sigma_{из} = \frac{M_{max}}{0,1d^3} \quad (2.5)$$

где  $M_{max}$  - максимальный изгибающий момент, кгс·см;

$d$  – диаметр оси кронблока (220 мм).

Для определения максимального изгибающего момента:

Берем сумму моментов всех сил относительно опоры А  $\sum M_A P_i = 0$

$$R_B \cdot 1162 - P_6 \cdot 996 - P_5 \cdot 830 - P_4 \cdot 664 - P_3 \cdot 498 - P_2 \cdot 332 - P_1 \cdot 166 = 0,$$

$$R_B = \frac{P_6 \cdot 996 + P_5 \cdot 830 + P_4 \cdot 664 + P_3 \cdot 498 + P_2 \cdot 332 + P_1 \cdot 166}{1162}$$

$$= \frac{31,789 \cdot 996 + 25,079 \cdot 830 + 34,380 \cdot 664 + 43,652 \cdot 498 + 51,309 \cdot 332 + 55,689 \cdot 166}{1162}$$

$$= 106,130 \text{ т.}$$

Берем сумму моментов относительно опоры В  $\sum M_B P_i = 0$

$$-R_A \cdot 1162 - P_1 \cdot 996 - P_2 \cdot 830 - P_3 \cdot 664 - P_4 \cdot 498 - P_5 \cdot 332 - P_6 \cdot 166 = 0$$

$$R_A = \frac{P_1 \cdot 996 + P_2 \cdot 830 + P_3 \cdot 664 + P_4 \cdot 498 + P_5 \cdot 332 + P_6 \cdot 166}{1162}$$

$$= \frac{55,689 \cdot 996 + 51,309 \cdot 830 + 43,652 \cdot 664 + 34,380 \cdot 498 + 25,079 \cdot 332 + 31,789 \cdot 166}{1162}$$

$$= 135,414 \text{ т.}$$

Определяем изгибающие моменты в сечении опоры А  $M_A = 0$

$$M_{p1} = R_A \cdot 166 = 135414 \cdot 166 = 224787 \text{ кгс} \cdot \text{см},$$

$$M_{p2} = R_A \cdot 332 - P_1 \cdot 166 = 135414 \cdot 332 - 55,689 \cdot 166 = 449482 \text{ кгс} \cdot \text{см},$$

$$M_{p3} = R_A \cdot 498 - P_1 \cdot 332 - P_2 \cdot 166$$

$$= 135414 \cdot 498 - 55,689 \cdot 332 - 51,309 \cdot 166 = 674092 \text{ кгс} \cdot \text{см},$$

$$M_{p4} = R_A \cdot 664 - P_1 \cdot 498 - P_2 \cdot 332 - P_3 \cdot 166$$

$$= 135414 \cdot 664 - 55,689 \cdot 498 - 51,309 \cdot 332 - 43,652 \cdot 166$$

$$= 621574 \text{ кгс} \cdot \text{см}.$$

Таким образом, максимальный изгибающий момент возникает в сечениях действия силы  $P_3$

Отсюда по формуле (2.5):

$$\sigma_{из} = \frac{674092}{0,1 \cdot 22^3} = 630 \text{ кгс} \cdot \text{см}^3.$$

Находим коэффициент запаса прочности по формуле:

$$K = \frac{\sigma_{ои}}{\sigma_{из}} \geq [K_0] \quad (2.6)$$

где  $\sigma_{ои}$  – предел выносливости на изгиб при пульсирующем цикле нагрузок определяется соотношением:

$$\sigma_{ои} = 0,6 \cdot \sigma_B = 0,6 \cdot 90 = 54 \text{ кгс/мм}^2,$$

здесь  $\sigma_B$  – предел прочности. Для стали марки 40ХН  $\sigma_B = 90 \text{ кгс/мм}^2$ .

$[K_0]$ -допустимый коэффициент запаса прочности по выносливости  
 $[K_0] = (1,8 \dots 2,5)$

$$K = \frac{54}{6,30} = 8,6$$

$K > [K_0]$ , так как  $8,6 > 1,8 \dots 2,5$

Подбор каната шкива для кронблока УКБ-6-250

Согласно формуле (2.1) натяжение в ходовой ветки оснастки равно 280 кН. Прочность каната на разрыв обусловлено двусторонним натяжением поэтому должен выдерживать двойную силу:

$$P_x \cdot 2 = 280 \cdot 2 = 560 \text{ кН.}$$

По значениям диаметра шкива и разрывному усилию подбираем канат. Опираясь на эти показатели из ГОСТ16853-88 выбираем канат с запасом прочности 1770 МПа с металлическим сердечником.

## 2.2 Расчет конструктивных параметров

Рама кронблока УКБ-6-250 изготавливается из двутавровых балок. Для обеспечения жесткости она делается сварной, схема нагружения балки показана на рисунке 2.2

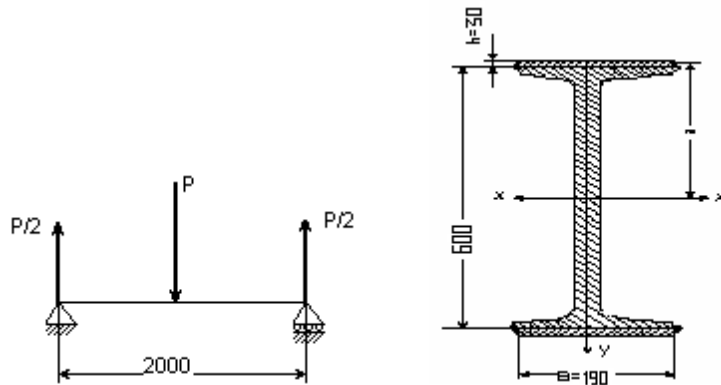


Рисунок 2.2– Схема двутавровой балки кронблока

Максимально изгибающий момент балки, на которую приложена сила  $R_b$ :

$$M_{\text{из}} = \frac{R_b}{2} \times \frac{2000}{2} = \frac{106130 \cdot 2000}{4} = 5306500 \text{ кгс} \cdot \text{см.}$$

Определяем напряжение изгиба:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_x}, \quad (2.7)$$

где  $W_x$  – момент сопротивления относительно оси x-x.

Для определения  $W_x$  находим момент инерции относительно оси x-x, учитывая усиливающие пластины, он определяется по формуле:

$$J_x = J_1 + 2J_2 + 2Fa^2 \quad (2.8)$$

здесь  $J_1$ - момент инерции двутавра. Для двутавра №60  $J_1=76804 \text{ см}^4$

$J_2$ - момент инерции усиливающей пластины.

Определяется по формуле:

$$J_2 = \frac{bh^3}{12} = \frac{19 \cdot 3^3}{12} = 42,7 \text{ см}^4,$$

$a$  – расстояние от центра тяжести прямоугольника до оси х-х:

$$a = 1,5 + \frac{60}{2} = 31,5 \text{ см},$$

$F$  – площадь поперечного сечения прямоугольника:

$$F = b \times x = 3 \times 19 = 57 \text{ см}^2,$$

$$J_x = 76804 + 2 \cdot 42,7 + 2 \cdot 57^2 \cdot 31,5 = 281576 \text{ см}^4,$$

$$W_x = \frac{J_x}{29} = \frac{281576}{29} = 9709 \text{ см}^3,$$

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{5306500}{9709} = 564 \text{ кгс/см}^2,$$

$$K = \frac{\sigma_{\text{ои}}}{\sigma_{\text{из}}},$$

$$\sigma_{\text{ои}} = 0,6\sigma_{\text{в}} = 0,6 \cdot 60 = 36 \text{ кгс/см}^2.$$

Для стали Ст5 из которой изготовлена двутавровая балка:  $\sigma_{\text{в}} = 50 \dots 64 \text{ кгс/мм}^2$

$$K = \frac{36}{5,64} = 6,38$$

$K > [K_0]$ , так как  $6,38 > 1,8 \dots 2,5$ .

Расчет шкива кронблока

Исходные данные: диаметр каната 28 мм. Профиль канатной канавки и диаметр шкива выбираются в зависимости от принятого диаметра каната по нормали нефтяной промышленности. Расчетный диаметр шкивов по канавке принимается в зависимости от диаметра каната и выбирается в пределах:

$$D_{ш} = (32 \div 40)d_k, \quad (2.9)$$

где  $d_k$ - расчетный диаметр каната, тогда:

$$D_{ш} = (32 \div 40) \cdot 28 = 896 \div 1120 \text{ мм.}$$

Выбираем диаметр шкива равный 1000 мм.

### 2.3 Расчет на прочность отдельных элементов конструкции

Наиболее высокую нагрузку несут подшипники первого от барабана лебедки канатного шкива. Выполним расчет на прочность.

Коэффициент работоспособности определяется по формуле:

$$C = P_1 \cdot K_k \cdot K_g \cdot K_T \cdot K_э, \quad (2.10)$$

где  $K_k$ - коэффициент, учитывающий какое кольцо подшипника вращается, в данном случае наружное кольцо  $K_k = 1,35$ ;

$K_g$ - динамический коэффициент. Для шкивов талевой системы  $K_g = 1,5$ ;

$K_T$  – температурный коэффициент. При  $t \leq 80^\circ\text{C}$   $K_T = 1$ ;

$K_э$  – коэффициент эквивалентности, учитывающий изменение нагрузки на крюке в процессе бурения.  $K_э$  определяется по формуле:

$$K_э = \sqrt[3,33]{1,4N_c T Z \frac{1 - \alpha^{4,33}}{1 - \alpha}} (1 + \beta^{3,33}), \quad (2.11)$$

здесь  $N_c$ - среднесуточное число подъемов. Принимаем  $N_c = 100$ ;

$T$  – число лет работы подшипника. Принимаем  $T = 1$ ;

$Z$  – число оборотов подшипника за один подъем свечи.

Определяется по формуле:

$$Z = \frac{l_{св} n}{\pi D}, \quad (2.12)$$

где  $l_{св}$  – длина свечи ( $l_{св} = 24$  м);

$n$  – количество рабочих струн талевой системы ( $n = 11$ );

$D$  – диаметр каната шкива ( $D = 900$  мм).

$$Z = \frac{24 \cdot 11}{3,14 \cdot 0,9} = 93.$$

$\alpha$  – отношение минимальной нагрузки на крюк к максимальной нагрузке ( $\alpha = 0,2$ );

$\beta$  – отношение нагрузки при операциях спуска к нагрузкам при операциях подъема ( $\beta = 0,7$ );

$$K_3 = \sqrt[3,33]{1,4 \times 100 \times 1 \times 93 \frac{1 - 0,2^{4,33}}{1 - 0,2} (1 + 0,7^{3,33})} = 19,98,$$

$$C = 55689 \cdot 1,35 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 19,98 = 2253149.$$

Фактический коэффициент работоспособности для подшипника №97744  $C_\phi = 3000000$ .

В результате расчета определено, что нагруженные детали кронблока: ось, рама, подшипники удовлетворяют расчету на прочность. Коэффициент запаса прочности для оси составляет  $K=5,6$ ; для рамы  $K=3,24$ ; работоспособность подшипника составляет один год. Предлагаемая конструкция удовлетворяет расчету на прочность, следовательно, является работоспособной.

#### 2.4 Расчет площади контакта ролика-кольца

Кроме сил трения на процесс усталости влияет геометрия контакта на дорожке качения и возникающая концентрация напряжения в подшипнике качения. Для оценки развития износоусталостных повреждений необходимо решить задачу о нахождении напряжений и давлений на площадки контакта, а также определить размеры и геометрию площадки контакта.

Для того чтобы оценить условия взаимодействия тел при трении качения используют как экспериментальные методы, так и методы математического моделирования. Известные в наше время подходы к решению этой проблемы можно найти в монографиях К. Джонсона, И. Г. Горячевой, С.В. Пинегина [10,20, 21].

Задачу определения напряжений, возникающих при сжатии двух соприкасающихся тел, называют контактной. Решения контактных задач позволяют изучить зависимость контактных характеристик (контактные давления, форму и размер области контакта, сближение тел) и напряженного состояния вблизи области взаимодействия от нагрузки, приложенной к контактирующим телам, формы поверхностей, механических свойств взаимодействующих тел и условий контакта (наличия трения) [22].

Характерным условием нагружения деталей подшипников качения является ограниченность величины площадок соприкасания деталей, через которые передаются рабочие усилия от одного элемента к другому.

Расчет контактирующих деталей подшипников, а именно напряженно-деформированного состояния дорожки качения колец подшипников хорошо описывается классической теорией контактного взаимодействия.

Рассмотрим область контакта между цилиндрическим роликом и поверхностью качения внутреннего кольца подшипника качения [24].

На расстоянии  $\xi$  от плоскости, которая проходит через оси цилиндров берем две точки  $A_1$  и  $A_2$  (рисунок 2.3). Ввиду того, что первоначальный контакт цилиндрических тел происходит по линии, то площадка в зоне контакта имеет прямоугольную форму. Такую площадку прямоугольной формы еще называют герцевской.

Контакт цилиндров по линии, параллельной их осям и проходящим через точку  $B$ , расстояние между точками  $A_1$  и  $A_2$  вдоль оси  $y$ :

$$\eta_1 + \eta_2 \approx \frac{\xi^2}{2R_1} + \frac{\xi^2}{2R_2} = \frac{\xi^2}{2R} \quad (2.13)$$

где  $R_1$  и  $R_2$  – радиусы первого и второго цилиндров;  $R$  – средний радиус кривизны,

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{2} \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (2.14)$$

Площадка контакта образована упругими деформациями. Под воздействием нагрузки  $p$  произойдет деформация цилиндров в зоне контакта, а их оси переместятся к этой зоне на величины  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$ . Общее кинематическое перемещение осей координат, связанных с цилиндрами,  $\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ . Точки  $A_1$  и  $A_2$  займут при этом новое положение  $A'_1$  и  $A'_2$ .

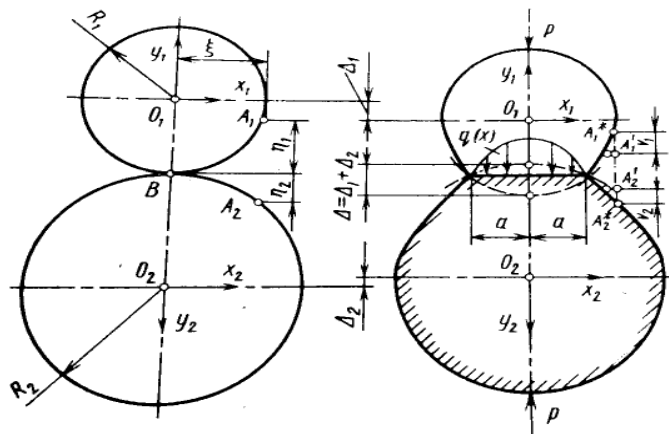


Рисунок 2.3 – К расчету контактирующих цилиндров

Давление в зоне контакта деформирует близлежащие не контактирующие поверхности цилиндров и точки  $A'_1$  и  $A'_2$ , получив перемещения  $v_1$  и  $v_2$ , займут положение  $A_1^*$  и  $A_2^*$ .

Если в зоне контакта полуширина полоски контакта  $a \geq \xi$ , то точки  $A_1^*$  и  $A_2^*$  совместятся, поэтому

$$\Delta_1 - \nu_1 + \Delta_2 - \nu_2 = \Delta - \nu_1 - \nu_2 = \eta_1 + \eta_2 = \frac{\xi^2}{2R} \quad (2.15)$$

Соотношение (2.15) представляет собой условие совместности перемещений контактирующих точек цилиндров и показывает, что кинематически перемещения цилиндров под нагрузкой компенсируются их смещениями результате деформации.

Условие равновесия имеет вид:

$$\int_a^{-a} q(x)dx = p \quad (2.16)$$

Для решения задачи необходимо выразить смещение в уравнении (2.15) через контактные давления.

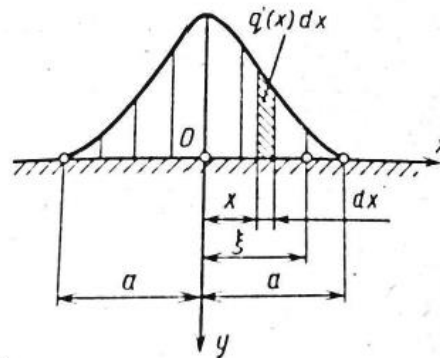


Рисунок 2.4 – К расчету перемещений точек полуплоскости

Так как ширина полоски контакта мала по сравнению с радиусами цилиндров, то каждый из них можно рассматривать как упругую полуплоскость под действием давления  $q(x)$

Смещение точки А с координатой  $x=\xi$  (рисунок 2.2) можно вычислить, используя известное решение задачи Фламана о действии силы на полуплоскость:

$$\nu_i = \frac{2(1 - \nu_i^2)}{\pi E_i} \left\{ \int_a^{-a} q(x) \left| \xi - x \right| dx + \left( \frac{1}{2 - (1 - \nu_i^2)} - \ln R_i \right) p \right\}, \quad (2.17)$$

где  $E_i$  и  $\nu_i$  – модуль упругости и коэффициент Пуассона  $i$ -го цилиндра.

Подставив соотношение (2.17) в условие (2.15) и учитывая (2.16), получим



$$(\theta_1 + \theta_2) \int_a^{-a} q(x) |\xi - x| dx = \frac{\xi^2}{2R} + C \quad (2.18)$$

где

$$C = (\theta_1 + \theta_2) \cdot \left\{ \ln(R_1 R_2 - \frac{1}{2} (\frac{1}{1-v_1} + \frac{1}{1-v_2})) \right\} p - \Delta; \quad (2.19)$$

$$\theta_1 = \frac{2}{\pi E_1} (1 - \nu_1^2); \quad \theta_2 = \frac{2}{\pi E_2} (1 - \nu_2^2)$$

Если продифференцируем уравнение (2.18) по  $\xi$ , то получим

$$(\theta_1 + \theta_2) \int_{-a}^a \frac{q(x)}{\xi - x} dx = 2 \frac{\xi}{R}. \quad (2.20)$$

Задача сводится к нахождению функции  $q(x)$ , удовлетворяющей условию (2.16) и уравнению (2.20) при всех значениях  $-a \leq x \leq a$ .

Можно показать, что этим требованиям будет удовлетворять выражение

$$q(x) = \frac{q_{max}}{a} \sqrt{a^2 - x^2}. \quad (2.21)$$

$$q_{max} = \frac{2p}{\pi a}; \quad (2.22)$$

$$a = \sqrt{pR(\theta_1 + \theta_2)}. \quad (2.23)$$

Подставляя в равенство (2.22) и (2.23) значения входящих в них величин получим

$$q_{max} = 0,798 \sqrt{\frac{p \frac{R_1+R_2}{2R_1R_2}}{\theta_1+\theta_2}}; \quad (2.24)$$

$$a = 0,798 \sqrt{p \frac{R_1+R_2}{2R_1R_2} (\theta_1 + \theta_2)}, \quad (2.25)$$

где

$$\theta_1 = \frac{\pi}{2} \theta_{11}; \quad \theta_{11} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1}; \quad \theta_2 = \frac{\pi}{2} \theta_{21}; \quad \theta_{21} = \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (2.26)$$

По формуле (2.24) максимальное давление (напряжение) в зоне контакта ролик-кольцо равно

$$q_{max} = 0,798 \sqrt{\frac{417 \cdot 10^3 \cdot 56 \cdot \frac{28 + 220}{2 \cdot 28 \cdot 220}}{\frac{1 - 0,3^2}{2,11 \cdot 10^{11}} + \frac{1 - 0,3^2}{2,11 \cdot 10^{11}}}} = 186,29$$

Полуширина площадки контакта ролик-кольцо по формуле (2.25) равна

$$a = 0,798 \sqrt{417 \cdot 10^3 \cdot 56 \cdot \frac{28+220}{2 \cdot 28 \cdot 220} \left( \frac{1-0,3^2}{2,11 \cdot 10^{11}} + \frac{1-0,3^2}{2,11 \cdot 10^{11}} \right)} = 0,0016 \text{ мм.}$$

Площадка контакта имеет ширину  $2a = 0,0032$  мм и длину  $l$ , равную длине ролика – 27 мм.

Область контакта, как было упомянуто ранее, состоит из двух зон (рисунок 2.5). Первая зона, расположенная на стороне набегания цилиндра, является зоной сцепления, другая на выходе – зоной проскальзывания. Ширина участка скольжения, может быть определена из следующей формулы:

$$\frac{c}{a} = 1 - \frac{1}{\pi} \arctg \frac{1 - 2\nu}{f(2 - 2\nu)}, \quad (2.27)$$

где  $f$  - коэффициент трения скольжения.

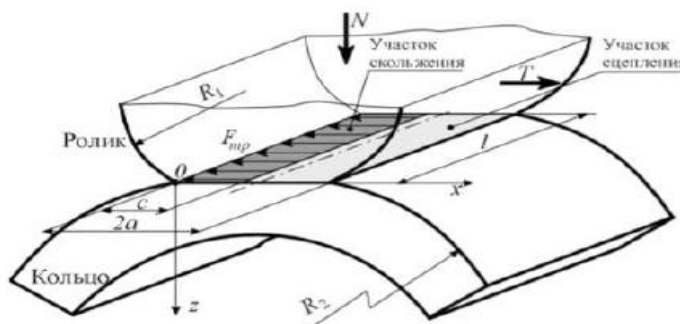


Рисунок 2.5 – Область контакта ролика с дорожкой качения

Оценка влияния контактных напряжений на долговечность проводится с учетом силы трения, возникающей при взаимодействии тел. Максимальные

касательные напряжения  $\tau_{\max}$  связаны с увеличением силы трения и повышают значения нормальных напряжений на площадке контакта, что приводит к появлению усталостного изнашивания поверхностей.

Максимальные касательные напряжения находятся по формуле

$$\tau_{\max} = 0,304 \cdot q_{\max} \quad (2.28)$$

$$\tau_{\max} = 0,304 \cdot 186,29 \cdot 10^6 = 56,63 \text{ МПа}$$

Глубина залегания  $h_{\tau_{\max}}$

$$h_{\tau_{\max}} = 0,786 \cdot a \quad (2.29)$$

$$h_{\tau_{\max}} = 0,786 \cdot 0,0016 = 0,0013 \text{ мм}$$

Присутствие силы трения перемещает точку, в которой касательные напряжения будут максимальными, к поверхности.

При увеличении сил трения на участке скольжения уменьшается глубина, на которой располагается точка максимальных касательных напряжений, происходит ее приближение к поверхности в направлении действия силы трения.

При одновременном действии касательных и нормальных напряжений наиболее значимыми при определении долговечности подшипников качения по критерию усталостного изнашивания являются не максимальные касательные напряжения на глубине, а поверхностные напряжения на контуре контакта, непосредственно связанные с силами трения.

Максимальные касательные напряжения, связанные с увеличением силы трения, повышают значения нормальных напряжений на площадке контакта.

Такой рост приводит к появлению усталостного изнашивания поверхностей [25]. Если на участке скольжения выполняется закон трения Кулона – Амонтона, то касательные и нормальные нагрузки связаны зависимостью:

$$\tau(x) = f \cdot \sigma(x), \quad (2.30)$$

где  $\tau(x)$  – тангенциальные напряжения;  $\sigma(x)$  – нормальные напряжения;  $f$  – коэффициент трения.

Из формулы (2.18) видно, чтобы снизить воздействие усталости, необходимо снижать коэффициент трения.

Для примера, были взяты графики зависимости изменения нормальных и касательных напряжений для заданной радиальной нагрузки 2,5 кН, построенных с помощью компьютерного моделирования [25].

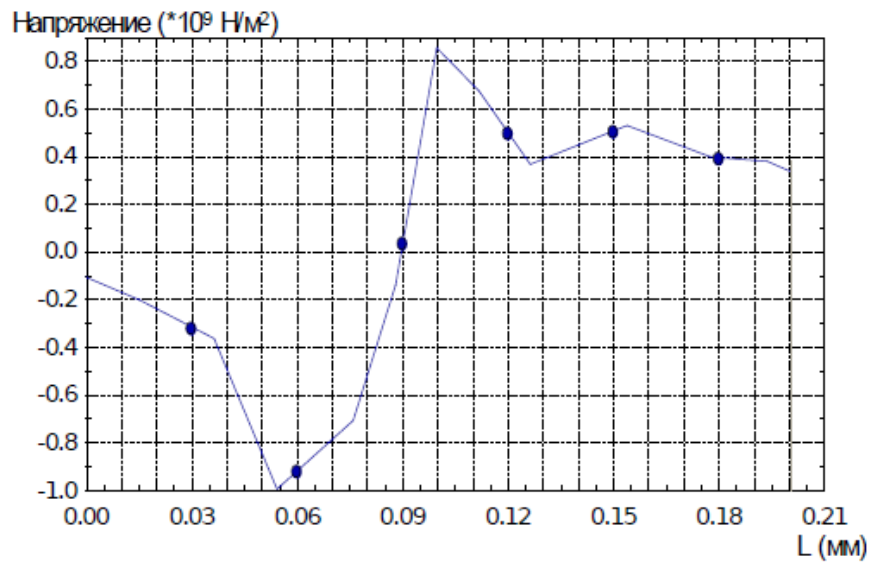
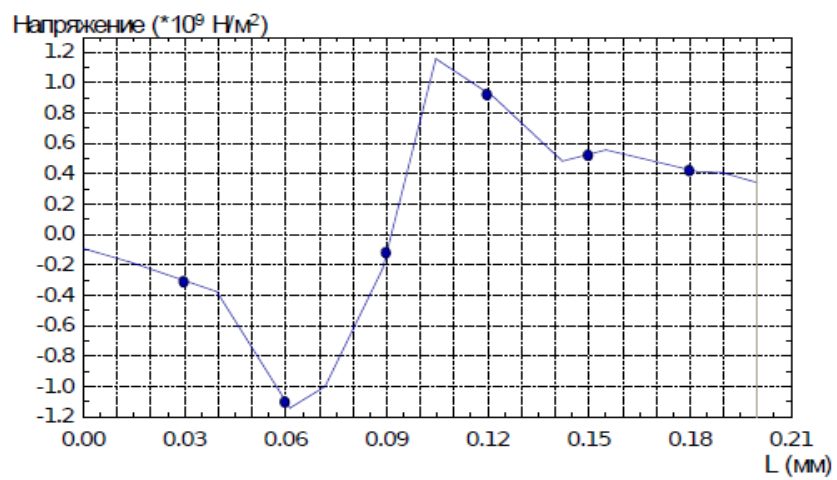
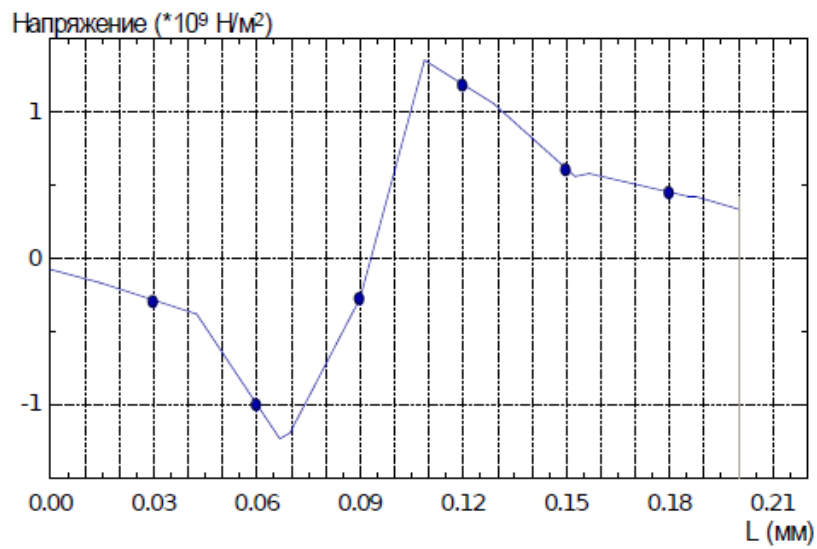


Рисунок 2.6 – Зависимости распределения касательных напряжений по ширине площадки контакта при коэффициентах трения 0,09; 0,11 и 0,13 соответственно

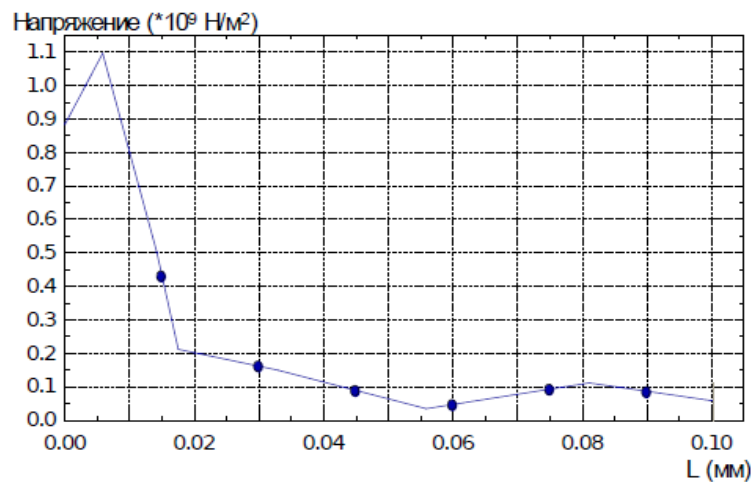
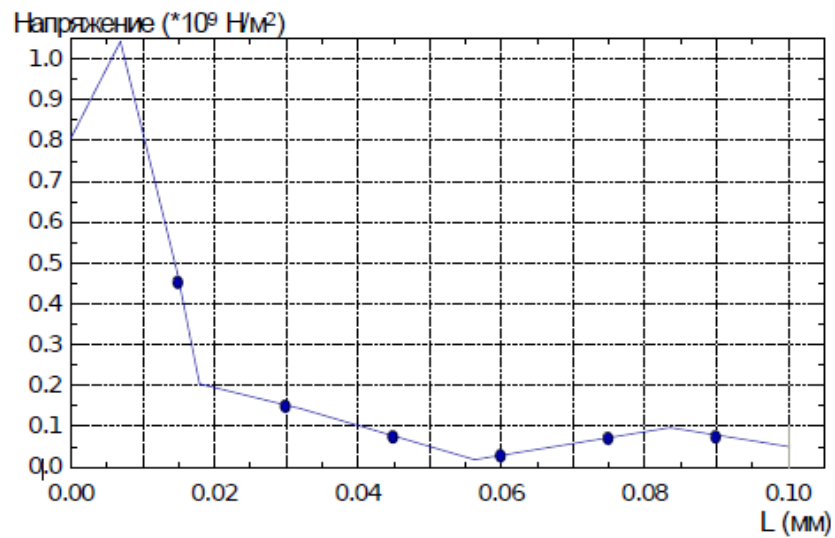
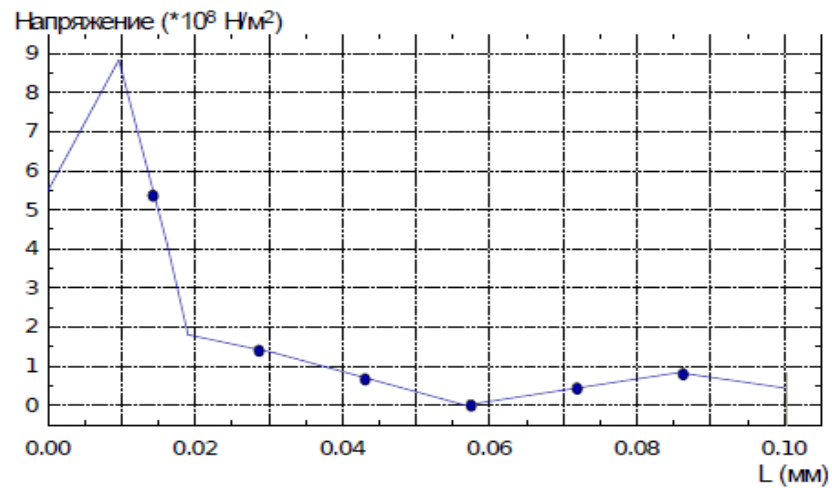


Рисунок 2.7 – Зависимости распределения нормальных напряжений по глубине кольца подшипника при коэффициентах трения 0,09; 0,11 и 0,13 соответственно

Можно заметить на графиках, что при увеличении сил трения на участке скольжения уменьшается глубина, на которой располагается точка максимальных касательных напряжений, происходит ее приближение к поверхности, в направлении действия силы трения, а поверхностное

напряжение увеличивается. Это сокращает время эксплуатации подшипниковых опор из-за начала усталостного разрушения дорожек и тел качения подшипников.

Скорость развития усталостных трещин зависит от напряженного состояния и вида возникающих деформаций поверхностных и приповерхностных слоев, свойств смазочного материала и толщины смазочной пленки, появлением деформаций при упругом контактировании деталей.

Чтобы решить данный вопрос и реализовать стабильную и продолжительную работу узлов с трением качения, можно применить новые смазочные материалы с высокими антифрикционными свойствами.

Чтобы правильно подобрать эффективные присадки к смазочным материалам необходимо определить режим смазки для узла трения.

## 2.5 Расчет режима смазки подшипника качения

В отличие от скольжения при качении продолжительность контактирования какой-либо неровности, принадлежащей одной поверхности, с элементами другой поверхности резко сокращается. Как указано в работе Т.Тальяна[26], относительная доля времени отсутствия контактирования возрастает с усилием гидродинамического эффекта, достигая 100% при жидкостном трении. При неполном жидкостном трении она находится между 0 и 100%, причем имеется явно выраженная зависимость между долей времени отсутствия контакта и отношением толщины смазочного слоя к среднему квадратическому отклонению профиля поверхностей трения[26]. Если просуммировать все имеющиеся результаты экспериментальных и теоретических работ по этому вопросу, то в качестве параметра  $\lambda$ , характеризующего режим трения в контакте качения, следует принять следующее отношение:

$$\lambda = \frac{h_0}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}} \quad (2.31)$$

где  $h_0$  – минимальная толщина смазочного слоя в зоне зазора между трущимися деталями;

$R_{a1}^2$  и  $R_{a2}^2$  – средние арифметические отклонения профиля контактирующих поверхностей. Результаты экспериментов Т. Тальяна показали, что при  $\lambda < 1$  действует режим граничной смазки, значительно повреждаются поверхности трения и нельзя обеспечить работоспособность подшипника[26].

При  $1 < \lambda < 1,5$  происходит изнашивание поверхности. В этих условиях существует смешанное трение – сочетание граничного и жидкостного; при этом долговечность подшипника может иногда быть несколько меньше расчетной.

При  $1,5 < \lambda < 3$  кратковременно возникает контактное трение, однако в целом режим смазки близок к жидкостному, и контактно-гидродинамическая теория смазки уже дает вполне приемлемые и подтвержденные практикой результаты. Долговечность подшипника здесь равна или даже больше расчетной.

При  $3 < \lambda < 4$  смазка почти полностью жидкостная, изнашивание крайне незначительно; долговечность существенно превышает расчетную.

При  $\lambda = 4$  смазка полностью жидкостная и долговечность подшипника, как минимум, вдвое превышает расчетную.

Автором Коднир Д.С. [26] предложен несколько иной метод расчета критерия для определения влияния масла и рабочей температуры на работоспособность подшипника. Критерий  $\lambda$  рассчитывается по формуле (2.32) и сопоставляется с заданными желательными значениями. При несоответствии и необходимости увеличить критерий переходят к другой смазке и к иному температурному уровню за счет применения более интенсивного охлаждения подшипника.

Критерий  $\lambda$  имеет вид

$$\lambda = K_0 \frac{0,176}{\sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}} d_m^{0,55} (d_m n)^{0,75} \nu P_0^{0,15}, \quad (2.32)$$

где  $K_0$  – конструктивный коэффициент, зависящий от типа подшипника (для шарикоподшипников радиальных и радиально-упорных однорядных всех серий при  $\alpha = 12...36^\circ$   $K_0$  равен соответственно 70 и 75; для роликоподшипников всех серий  $K_0 = 100$ );

$\nu$  – параметр масла ( $\nu = \mu_0^{0,75} \alpha^{0,6}$  определяется в зависимости от температуры);

$P_0$  – эквивалентная статическая нагрузка, Н;

$d_m$  – средний диаметр подшипника

$$d_m = 0,5 (d + D), \quad (2.33)$$

где  $d$  – внутренний диаметр подшипника, мм;  $D$  – наружный диаметр подшипника, мм.

$$d_m = 0,5(220 + 340) = 280 \text{ мм.}$$

Параметр  $\lambda$  пригоден в первую очередь для оценки влияния минеральных и синтетических масел на долговечность подшипника качения. При применении пластичных смазочных материалов параметр  $\lambda$  пригоден для оценки вязкости того масла, на базе которого изготавливается соответствующий пластичный смазочный материал. Пластичная смазка Литол-

24 представляет собой смесь масел: индустриальное масло И-50А и веретенное АУ в отношении 3:1, в расчеты берем исходную вязкость масла

И-50А при 50°С  $\nu_{50}=32-35\text{мм}^2/\text{с}$ . Среднее арифметическое отклонение профиля контактирующих поверхностей равно 1,25 мкм.

Эквивалентная статическая нагрузка рассчитывается по формуле

$$P_0 = X \cdot R + Y \cdot A; \quad (2.34)$$

где  $X$  и  $Y$  - коэффициенты радиальной и осевой нагрузки соответственно:  $X = 0,4$ ;  $Y = 0,22\text{ctg}\alpha$ ;  $R, A$  - радиальная и осевая нагрузки.

Частота вращения исследуемого подшипника качения из таблицы 1.2 равно 600 об/мин.

При подстановке численных значений в формулу(2.32) было получено значение параметра  $\lambda$  равное 1,1, что соответствует режиму смешанного трения – сочетания граничного и жидкостного. При таком режиме смазки происходит изнашивание поверхности. Значит, необходимо применять смазочные материалы с такими свойствами, которые смогут обеспечить пониженный износ поверхностей трения, либо модифицировать используемый смазочный материал для его более эффективной работы при смешанном трении.

## 2.6 Расчет действующих нагрузок и долговечности подшипника качения

Под долговечностью (ресурсом) отдельного подшипника качения подразумевается количество оборотов, которое одно из колец подшипника совершает относительно другого кольца до появления первых признаков контактной усталости металла на любом из колец или тел качения. Оценка ресурса работы подшипника качения при использовании пластичного смазочного материала используется в качестве критерия работоспособности и описывается формулой[27]

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{Q}\right)^p; \quad (2.35)$$

где  $a_1$  – коэффициент надежности  $a_1=1$ ;

$a_{23}$  – коэффициент смазки и материала, определяемый по номограммам и графикам;

$C$  – динамическая грузоподъемность подшипника;

$Q$  – эквивалентная нагрузка на подшипник;

$p$  – степенной коэффициент (для роликовых подшипников качения ( $p = 3,33$ )).

Эквивалентная нагрузка рассчитывается по следующей формуле



$$Q = (X \cdot F_r \cdot K_k + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_m, \quad (2.36)$$

где  $X$  и  $Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки соответственно:  $X=0,4$ ;  $Y=1,882$ ;  $F_r$ ,  $F_a$  – нагрузки радиальная и осевая соответственно  $F_r = 7,4$  кН;  $F_a = 0,8$  кН;  $K_6 = 1$ ;  $K_m = 1$ ;  $K_k = 1$ .

Подставив численные значения параметров в формулу (2.36), получим эквивалентную нагрузку равную 44,7 кН.

Связь между смазочной композицией, работоспособностью подшипника определяется параметром  $K$ , учитывающим исходную вязкость смазочной композиции.  $K$  определяется как отношение кинематических вязкостей:

$$K = \frac{\nu}{\nu_1}, \quad (2.37)$$

где  $\nu$  – вязкость смазочного материала, необходимая для создания режима гидродинамического трения;  $\nu_1$  – фактическая вязкость смазочного материала в подшипнике.

$$\nu = \exp \left[ 2,3 \cdot \frac{A \cdot \ln \nu_{50} + B - t^{\frac{1}{3}}}{C - D \cdot \ln \nu_{50}} \right]; \quad (2.38)$$

$$\nu_1 = \frac{41690}{d_m^{0,5} \cdot n^{0,824}}, \quad (2.39)$$

где  $d_m$  – средний диаметр подшипника;  $n$  – частота вращения подшипника;

$\nu_{50}$  – исходная кинематическая вязкость при 50 °С;

$t$  – температура подшипника;

$A, B, C, D$  – эмпирические постоянные.

Для пластичного смазочного материала методика предусматривает применение в расчетах вязкость дисперсионной фазы. Берем исходную вязкость масла И-50А, как основного компонента дисперсионной фазы при 50 °С  $\nu_{50} = 32-35$  мм<sup>2</sup>/с.

Эмпирические постоянные находятся по таблице, в зависимости от вязкости смазочного материала при 50 °С. Для  $\nu_{50} = 32-35$  мм<sup>2</sup>/с

$A = 0,114$ ;  $B = 5,644$ ;  $C = 3,602$ ;  $D = 0,507$ .

Температуру подшипника примем равную 60 °С

$$\nu = \exp \left[ 2,3 \cdot \frac{0,114 \cdot \ln(35) + 5,644 - 60^{\frac{1}{3}}}{3,602 - 0,507 \cdot \ln(35)} \right] = 15,373 \frac{\text{мм}^2}{\text{с}}$$

$$v_1 = \frac{41690}{280^{0,5} \cdot 600^{0,824}} = 12,802 \text{ мм}^2/\text{с}$$

$$K = \frac{15,373}{12,802} = 1,2$$

Коэффициент смазки и материала  $a_{23}$  определяется по эмпирической формуле

$$a_{23} = (a \cdot K^b + c \cdot K^d) \cdot K_{кн} \cdot K_{пр} \cdot K_{тпн}, \quad (2.40)$$

где  $a, b, c, d$  – эмпирические постоянные, принимаем  $a=0,869$ ;  $b=0,57$ ;  $c=0,375$ ;  $d=0,888$ ;

$K$  – отношение вязкостей по формуле (2.37);

$K_{кн}$  – коэффициент конструкции  $K_{кн}=1$ ;

$K_{пр}$  – коэффициент влияния присадки к смазочному материалу, определяется по данным фирмы *SKF*,  $K_{пр}=1$ ;

$K_{тпн}$  – коэффициент класса точности  $K_{тпн} = 1$ .

$$a_{23} = (0,869 \cdot 1,2^{0,57} + 0,375 \cdot 1,2^{0,888}) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,4$$

Ресурс работы рассматриваемого в работе подшипника качения с пластичным смазочным материалом Литол-24, в качестве критерия работоспособности, рассчитывается по формуле (2.35)

$$L = 1 \cdot 1,4 \left( \frac{770 \cdot 10^3}{44,7 \cdot 10^3} \right)^{3,33} = 1,83 \cdot 10^4 \text{ ч.}$$

При применении новых смазочных материалов и технологических методов повышения срока службы деталей важно прогнозирование их ресурса. Правильно рассчитанный срок службы позволит спланировать регламентные работы, необходимое количество запасных частей и рабочих, занятых техническим обслуживанием и ремонтом техники.

### 3 Экономический раздел

#### 3.1 Технико-экономический расчет

В данной части дипломного проекта необходимо рассчитать затраты на изготовление модернизированной смазки и сравнить ее со стоимостью базовой смазки Литол-24 ГОСТ 21150-87.

Таблица 3.1 – Стоимость исходных материалов на 1 подшипник (примем количество наноалмаза – 0.03% масс.)

Наименование	Стоимость, тг
Литол-24 (200гр)	239,2
Наноалмазы детонационного синтеза(0.06гр)	5,076
Подшипник 97744 ЛМ	260 000

Смазка подшипника проводится через каждые 250 часов по 200 грамм на каждый подшипник.

Средний ресурс работы подшипника составляет 18 300 ч, за это время мы смажем его 73 раза.

Расход смазочного материала на 6 подшипников составит:

$$200 \text{ гр} \times 73 \times 6 = 87 \text{ 600 гр.},$$

Тогда, используя только базовую смазку Литол-24, стоимость смазки составит

$$C_{\text{л}} = 73 \times 239,2 \text{ тг} \times 6 = 104 \text{ 769 тг}$$

Стоимость модифицированного смазочного материала составит:

$$C_{\text{мсм}} = 73 \times 244,206 \text{ тг} \times 6 = 106 \text{ 962 тг},$$

увеличивая при этом срок службы подшипника в 3 раза.

Затраты на 3 цикла смазки подшипников кронблока и стоимость смазки Литол-24 составят:

$$З_{\text{л}} = (104 \text{ 769} + 260 \text{ 000} \times 6) \times 3 = 4 \text{ 994 307 тг},$$

Затраты на 1 цикл смазки подшипников кронблока и стоимость модифицированного смазочного материала составят:

$$З_{\text{мсм}} = 106 \text{ 962} + 260 \text{ 000} \times 6 = 1 \text{ 666 962 тг},$$

Тогда, ожидаемый экономический эффект составит:

$$Э_{\text{эф}} = З_{\text{мсм}} - З_{\text{л}} \tag{3.1}$$

$$Э_{\text{эф}} = 4 \text{ 994 307} - 1 \text{ 666 962} = 3 \text{ 327 345 тг}$$

Таким образом, ожидаемый экономический составит 3 327 345 тг. Данная модернизация позволяет сократить частоту смены подшипника и значительно удешевить этот процесс. Исходя из вышележащих расчетов можно сделать вывод, что предложенное мною совершенствование состава смазочного материала является экономически выгодным.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Подшипники качения, установленные в подшипниковом узле кронблока, испытывают большие нагрузки, причем эти нагрузки циклические и знакопеременные. Поэтому, подшипники качения подвергаются повышенному износу, который имеет усталостный характер. Задача повышения износостойкости подшипников качения может быть решена конструктивно, либо на стадии эксплуатации. Долговечность подшипникового узла связана с увеличением сроков службы пластичных смазочных материалов.

В работе решались задачи повышения работоспособности подшипников качения, устанавливаемых в кронблоке, путем снижения усталостного износа за счет использования модифицированного пластичного смазочного материала.

Решение задач связывалось с оценкой влияния процессов усталости на работу подшипников качения, определением режима смазки исследуемых подшипников качения, а также повышением эксплуатационных свойств пластичных смазочных материалов за счет различных добавок.

В работе было рассчитано значение параметра, по которому был определен режим смазки исследуемых подшипников качения. В результате, был определен режим смешанного трения – сочетания граничного и жидкостного. При таком режиме смазки происходит изнашивание поверхности.

Данный расчет режима смазки еще раз подтвердил необходимость снижения усталостного износа в подшипниках качения. Как видно из расчета долговечности подшипника качения, так же приведенного в работе, ресурс работы подшипника качения напрямую зависит от смазочного материала, при этом значение имеет вязкость смазочного материала и влияние присадок в смазочном материале.

Таким образом, поставленные в работе задачи решены в полном объеме. Применение различных добавок для улучшения свойств смазочных материалов стало основным направлением в области разработки новых пластичных смазочных материалов.

Для подбора добавок необходимы исследования в области влияния добавок на реологические свойства смазочных материалов и на механохимические свойства материалов пары трения, а также оценка эффективного процентного содержания добавки в смазочном материале. Одним из перспективных направлений разработки новых ПСМ являются смазочные материалы с ультрадисперсными добавками.

Расчет ожидаемого экономического эффекта показал, что следует ожидать 3 327 345 тенге экономии на один кронблок в год.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Алексеевский Г.В. Буровые установки Уралмашзавода. – 3-е изд., перераб. и доп. М., Недра, 1981. – 528 с.
- 2 Баграмов, Р.А. Буровые машины и комплексы. / Р.А. Баграмов. – М.:Недра, 1988. – 354 .
- 3 Ефимченко С.И. Расчеты ресурса несущих элементов буровых установок: учебное пособие. – М.: РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2001. – 171 с.
- 4 Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: Справочник-каталог. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.; ил.
- 5 Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин: Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 280 с.; ил.
- 6 Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. — М.: Машиностроение, 1977. — 528 с.
- 7 Повреждения подшипников качения и их причины SKF АВ. Санкт-Петербург. – 2002. – 47 с.
- 8 Корячкин В.П. Реологические характеристики пластичных смазок /В.П. Корячкин // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2008. - №7. – С.25-28.
- 9 Чичинадзе А.В. Трение, износ и смазка (трибология и триботехника) /А.В. Чичинадзе, Э.М. Берлинер, Э.Д. Браун и др.; под общ.ред. А.В.Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 2003. – 576 с.; ил.
- 10 Пинегин С.В. Опоры качения в машинах. – М.: Изд. Академии наук СССР, 1961. – 155 с.
- 11 Гаркунов Д.Н. Триботехника: учебник для студентов вузов. – 2 изд., перераб. и доп.— М.: Машиностроение, 1989. — 328 с.; ил.
- 12 Витязь В.П. Модифицирование материалов и покрытий наноразмерными алмазосодержащими добавками. – Минск: Беларус. наука, 2011. – 527 с.
- 13 Витязь П.А. Формирование износостойких поверхностных структур и механизм их разрушения при трении в среде смазочного материала, модифицированного ультрадисперсными алмазографитовыми добавками. Ч. 1 Триботехнические свойства / П.А. Витязь, В.И. Жорник, В.А. Кукаренко, А.И.Камко // Трение и износ. – 2006. - №1. – С. 61-68.
- 14 Витязь П.А. Формирование износостойких поверхностных наноструктур трибомодифицированием в среде смазки с твердыми ультрадисперсными добавками / П.А. Витязь, В.И. Жорник, В.А. Кукаренко // Перспективные материалы 2011. – С. 248-284.
- 15 Сеницын В.В. Пластичные смазки в СССР. – М.: Химия, 1984.192 с.
- 16 Докшанин С.Г. Увеличение ресурса работы подшипников качения применением пластичных смазочных материалов с ультрадисперсным

алмазграфитом: дис. канд. тех. наук / Докшанин Сергей Георгиевич. – Красноярск, 2002. – 140 с.

17 Olga A. Shenderova, Dieter M.Gruen Ultrananocrystalline Diamond Synthesis, Properties, and Applications. New York, U.S.A.: William Andrew Publishing Norwich. – 2006. – 611 p.

18 Терентьев, В.Ф. Трибонадежность подшипниковых узлов в присутствии модифицированных смазочных композиций / В.Ф. Терентьев, Н.В.Еркаев, С.Г. Докшанин. Новосибирск: Изд-во «Наука» СО РАН, 2003. 142 с.

19 Пат. 2457239 РФ, МПК С10М 125/02, С10М 117/04. Пластичная смазка для подшипников качения / Л.Н. Образцов, Н.К. Еремеев, В.Ю.Блюменштейн, И.И. Образцова; патентообладатель ИУХМ СО РАН; заявл.19.10.09; опубл. 27.04.11, Бюл. №21. – 8 с.

20 Пинегин, С.В. Трение качения в машинах и приборах / С.В. Пинегин. М.: Машиностроение, 1976. 264 с.

21 Джонсон К. Механика контактного взаимодействия: Пер. с англ. – М.:Мир, 1989. – 510 с.; ил.

22 Морозов, Е.М. Контактные задачи механики разрушения / Е.М.Морозов, М.В. Зернин. М.: Машиностроение, 1999. – 544 с.

23 Галин, Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости / Л.А. Галин. М.: Наука. Главная редакция физ.-мат. литер., 1980. – 304 с.

24 Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А.Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. М.: Машиностроение, 1993. 640 с.: ил.

25 Докшанин С.Г. Влияние коэффициента трения на распределение касательных напряжений для случая качения тел с проскальзыванием / С.Г.Докшанин // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования: межвуз. сб. науч. тр. / под ред. В.В. Измайлова. Вып. 6. Тверь: ТвГТУ, 2013. - 148 с. – С. 10-13.

26 Коднир Д.С. Эластогидродинамический расчет деталей машин / Д.С. Коднир, Е.П. Жильников, Ю.И. Байбородов. – М.: Машиностроение, 1988. –160 с.; ил.

27 Докшанин С.Г. Увеличение ресурса работы подшипников качения применением пластичных смазочных материалов с ультрадисперсным алмазграфитом: дис. ... канд. тех. наук / Докшанин Сергей Георгиевич. – Красноярск, 2002. – 140 с.

## Протокол анализа Отчета подобия Научным руководителем

Заявляю, что я ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

**Автор:** Казамбаева Айдана

**Название:** Казамбаева А..doc

**Координатор:** Сейтжан Заурбеков

**Коэффициент подобия 1:** 4,8

**Коэффициент подобия 2:** 2,1

**Замена букв:** 6

**Интервалы:** 0

**Микропробелы:** 0

**Белые знаки:** 0

**После анализа Отчета подобия констатирую следующее:**

- обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, признаю работу самостоятельной и допускаю ее к защите;
- обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, не допускаю работу к защите.

Обоснование:

.....

.....  
*Дата*

.....  
*Подпись Научного руководителя*



**Протокол анализа Отчета подобия**

**заведующего кафедрой / начальника структурного подразделения**

Заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения заявляет, что ознакомился(-ась) с Полным отчетом подобия, который был сгенерирован Системой выявления и предотвращения плагиата в отношении работы:

**Автор:** Казамбаева Айдана

**Название:** Казамбаева А..doc

**Координатор:** Сейтжан Заурбеков

**Коэффициент подобия 1:**4,8

**Коэффициент подобия 2:**2,1

**Замена букв:**6

**Интервалы:**0

**Микропробелы:**0

**Белые знаки:**0

**После анализа отчета подобия заведующий кафедрой / начальник структурного подразделения констатирует следующее:**

- обнаруженные в работе заимствования являются добросовестными и не обладают признаками плагиата. В связи с чем, работа признается самостоятельной и допускается к защите;
- обнаруженные в работе заимствования не обладают признаками плагиата, но их чрезмерное количество вызывает сомнения в отношении ценности работы по существу и отсутствием самостоятельности ее автора. В связи с чем, работа должна быть вновь отредактирована с целью ограничения заимствований;
- обнаруженные в работе заимствования являются недобросовестными и обладают признаками плагиата, или в ней содержатся преднамеренные искажения текста, указывающие на попытки сокрытия недобросовестных заимствований. В связи с чем, работа не допускается к защите.

**Обоснование:**

.....  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....

Дата

*Подпись заведующего кафедрой /*

*начальника структурного подразделения*

**Окончательное решение в отношении допуска к защите, включая обоснование:**

.....  
.....  
.....  
.....  
.....  
.....

Дата

.....  
*Подпись заведующего кафедрой /  
начальника структурного подразделения*