



**Повышение надежности современных  
турбокомпрессоров за счет управления процессами  
смазки и охлаждения его элементов**

**А.В. Гриценко**

*Учебное пособие*

Челябинск

2024

**УДК 621.43**  
**ББК 34.4**  
**Г 85**

**Авторы:**

А.В. Гриценко – доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет» (ЮУрГУ НИУ); профессор кафедры «Технический сервис машин, оборудования и безопасности жизнедеятельности», ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный аграрный университет» (ЮУрГАУ);

А.Н. Ткачёв – кандидат технических наук, и. о. заведующего кафедрой «Техника и технологии» ОУ ВО «Южно-Уральский технологический университет»;

А.Ю. Бурцев – кандидат технических наук, доцент кафедры «Специальных дисциплин» ФГБОУ ВО Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева, филиал в г. Белово;

Е.А. Лещенко – кандидат технических наук, доцент кафедры «Тракторы, сельскохозяйственные машины и земледелие», заместитель директора Института агроинженерии по информатизации и документообеспечению ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный аграрный университет» (ЮУрГАУ);

Д.Д. Бакайкин – кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технологии и механизации животноводства», помощник ректора ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный аграрный университет» (ЮУрГАУ);

О.Г. Сажаяев – аспирант кафедры «Технический сервис машин, оборудования и безопасности жизнедеятельности» ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный аграрный университет» (ЮУрГАУ);

А.А. Шайкемелов – аспирант кафедры «Автомобильный транспорт» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет» (ЮУрГУ НИУ).

**Рецензенты:**

Е.А. Задорожная – доктор технических наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет» (ЮУрГУ НИУ);

Р.М. Латыпов – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технологии и механизации животноводства» ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный аграрный университет» (ЮУрГАУ);

А.П. Зырянов – кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технологии и механизации животноводства» ФГБОУ ВО «Южно-Уральский государственный аграрный университет» (ЮУрГАУ).

**Гриценко, А.В.**

Повышение надежности современных турбокомпрессоров за счет управления процессами смазки и охлаждения его элементов: учебное пособие / А.В. Гриценко, А.Н. Ткачёв, А.Ю. Бурцев, Е.А. Лещенко, Д.Д. Бакайкин, О.Г. Сажаяев, А.А. Шайкемелов. – Челябинск: ОУ ВО «Южно-Уральский технологический университет», 2024. – Режим доступа: <https://www.inuесо.ru/rio/2024/978-5-6050860-4-8.pdf>, свободный. – Загл. с экрана. – 168 с.

**ISBN 978-5-6050860-4-8**

В учебном пособии приведены результаты экспериментального исследования выходных характеристик турбокомпрессоров с целью повышения их надежности.

Подробно рассмотрены эксплуатационные проблемы турбокомпрессоров, статистика отказов и способы повышения надежности современными методами. В теоретической части приведены результаты моделирования параметров расхода, температуры и давления масла при его движении через подшипник турбокомпрессора. Подробно рассмотрены стендовые разработки с диагностическим и контрольным оборудованием турбокомпрессоров. Приведены экспериментальные исследования, их статистическая обработка, анализ полученных данных.

Учебное пособие предназначено для профессорско-преподавательского состава и студентов инженерных факультетов вузов, а также для научных и инженерно-технических работников по направлениям подготовки: аспирантура и докторантура 4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса (технические науки); аспирантура и докторантура 2.6.17. Материаловедение; бакалавриат 23.03.01 Технология транспортных процессов; бакалавриат 23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы; бакалавриат 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов; магистратура 23.04.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов; специалитет и бакалавриат 23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства; бакалавриат 35.03.06 Агроинженерия.

#### **Текстовое электронное издание**

#### **Минимальные системные требования:**

Компьютер: процессор AMD, Intel от 1ГГц, 100 Мб HDD, ОЗУ от 1 Гб,

Видеоадаптер от 1024 Мб, Сетевой адаптер 10/100/1000 Мб/с;

Клавиатура; Мышь; Монитор с разрешением от 800x600;

Операционная система: Windows XP SP3/Vista/7/8/10;

Программное обеспечение: Adobe Acrobat Reader, браузер Internet Explorer, Mozilla Firefox и др.

Скорость подключения от 10 Мб/с.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ .....	8
1.1 Актуальность применения турбонаддува .....	8
1.2 Принципы и особенности конструктивного изменения современных автотракторных средств .....	9
1.3 Анализ направлений исследования .....	20
1.4 Особенности эксплуатации автотракторных средств, оснащенных турбонаддувом и системами обеспечения смазки .....	22
1.5 Особенности совершенствования современных узлов турбонаддува.....	27
1.6 Контрольные вопросы .....	41
2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ВЫБЕГА ВАЛА РОТОРА И СМАЗКИ ПОДШИПНИКОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА .....	43
2.1 Исходные данные для моделирования процесса подпитки подшипника турбокомпрессора гидроаккумулятором .....	43
2.2 Составление условия теплового баланса для элементов турбокомпрессора .....	47
2.3 Составление условия баланса мощностей ТКР .....	50
2.4 Теоретическое исследование процесса выбега вала ротора ТКР.....	55
2.5 Теоретическое обоснование подачи масла гидроаккумулятором .....	61
2.6 Обоснование характеристик гидроаккумулятора .....	66
2.7 Условия безаварийной работы подшипников ТКР .....	68
2.8 Контрольные вопросы .....	74
3 МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ .....	77
3.1 Программа теоретических и экспериментальных исследований.....	77
3.2 Исследовательская установка и измерительное оборудование .....	81
3.3 Выбор измерительных средств.....	92
3.4 Методика обработки полученных экспериментальных осциллограмм ..	101
3.5 Обработка экспериментальных данных и их систематизация .....	106
3.6 Контрольные вопросы .....	108
4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	110
4.1 Подготовительный этап экспериментальных исследований.....	110
4.2 Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР $T_{\text{ВЫХ}}$ , °С от входных параметров.....	111

4.3 Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входных параметров.....	124
4.4 Экспериментальная зависимость времени выбега ротора ТКР $t_{\text{выб}}$ , с от входных параметров .....	138
4.5 Исследования чувствительности параметров выбега ротора ТКР .....	152
4.6 Определение количества дополнительных капитальных вложений .....	160
4.7 Расчет экономической эффективности капитальных вложений.....	163
4.8 Контрольные вопросы .....	164
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	166

## ВВЕДЕНИЕ

На данном этапе машиностроения, оснащение турбонаддувом является существенно важным приоритетом и одним из главных условий достижения высокой выходной мощности автотракторных средств при сохранении высокой экологичности. Относительно недавно турбонаддув применялся на высоконагруженной грузовой автотракторной технике. Сегодня же, даже малолитражные легковые автомобили оснащают турбонаддувом.

Получило широкое развитие направление – турбосайсинг. Основной целью которого является уменьшение массово-габаритных размеров автотракторных средств при сохранении мощностных показателей. Но появление турбонаддува на транспортном средстве приводит к существенному росту температурных условий работы систем и узлов ДВС, нагрузочных режимов. В свою очередь это требует применения более качественных эксплуатационных материалов и точного соблюдения регламента ТО и ТР. В то время как, атмосферные ДВС неприхотливы с точки зрения эксплуатационных материалов и сроков их замены. Любые нарушения регламента ТО и ТР транспортных средств с турбонаддувом приводят к существенному снижению ресурсных параметров ДВС.

Несмотря на высокую надежность современных автотракторных средств с турбокомпрессорами возникают частые отказы турбокомпрессоров, преддверием которых являются нарушения процесса выбега при вариации входных величин давления, температуры масла и начальной частоты вращения вала ротора ТКР. Множество работ посвящено проблемам исследования режимов смазки подшипников турбокомпрессора, тепловому режиму, выбегу вала ротора турбокомпрессора. Однако, тематики оценки чувствительности параметров выбега от изменения основных режимных параметров работы турбокомпрессора обнаружено не было. Новизной исследования является установление взаимосвязи чувствительности времени выбега вала ротора ТКР к изменению входной температуры масла, входного давления и начальной частоты вращения вала ротора перед отчетом процесса выбега. Исследование чувствительности позволит определить границы работоспособности турбокомпрессоров и гарантированно исключать отказные случаи. Разработка методологии оценки чувствительности времени выбега с параметрами масла и режимами функционирования турбокомпрессора,

позволит оперативно оценивать правильность функционирования турбокомпрессоров современных автотракторных средств и делать прогнозы на перспективу эксплуатации.

# 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

## 1.1 Актуальность применения турбонаддува

Одним из наиболее эффективных способов увеличения единичной мощности является применение газотурбинного наддува, что позволяет без значительного увеличения сложности и при практически тех же массово-габаритных параметрах двигателей значительно (на 40-50%) увеличить их единичную мощность [1, 2]. Однако эффективность применения системы газотурбинного наддува снижается из-за недостаточной безотказности основного агрегата наддува – турбокомпрессора, при отказе которого автомобиль не выполняет свои функции [3, 4].

Большой вклад в изучение закономерностей и принципов обеспечения безотказности и ремонтпригодности мобильных машин внесли учёные и их коллективы: Ждановский Н. С., Николаенко А. В., Мишин И. А., Храмцов Н. В., Селиванов А. И., Кугель Р. В., Михлин В. М., Прокопьев В. Н., Рождественский Ю. В., Задорожная Е. А. Носырев Д. Я., Свечников А. А. и другие [5, 6, 7]. Ими установлено, что, увеличение наработки машин приводит к росту количества отказов, вследствие чего увеличиваются время пребывания техники в ремонте и продолжительность простоев МТА.

Поэтому становится актуальным повышение надёжности сборочных единиц и отдельных деталей, а также тракторов и сельхозмашин в целом. При работе в условиях интенсивных эксплуатационных нагрузок автотракторные двигатели подвергаются частой и резкой смене режимов, что оказывает влияние на их эксплуатационные показатели, производительность, топливную экономичность и надёжность.

Частые пуски и длительные остановки дизелей, а также кратковременные перегрузки, значительные периоды разгона и торможения, работа в неустановившемся режиме приводит к снижению экономических и мощностных показателей двигателей и увеличивает их износ [1, 2].

## 1.2 Принципы и особенности конструктивного изменения современных автотракторных средств

На основе ряда обобщений научных исследований можно сформулировать преимущества использования ТКР [8, 9]:

1. Увеличение литровой мощности без увеличения размеров и массы ДВС;
2. Повышение топливной экономичности;
3. Снижение токсичности и отработавших газов;
4. Повышение КПД.
5. Предотвращение падения мощности ДВС при работе в высокогорье.
6. Снижение шумности выхлопа.

Увеличение мощности автотракторных двигателей достигается несколькими способами (рисунок 1.1).

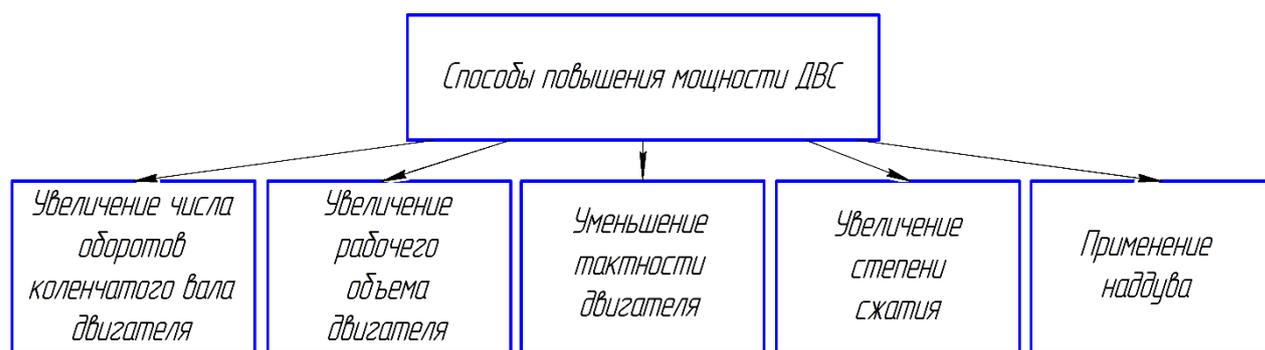


Рисунок 1.1 – Основные способы увеличения мощности автотракторных ДВС

Основные способы увеличения мощности автотракторных ДВС [10, 11]: повышением максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя; повышением индикаторного КПД двигателя; повышением механического КПД двигателя; повышением низшей теплоты сгорания моторного топлива; повышением плотности заряда воздуха и коэффициента наполнения цилиндров двигателей.

Двигатель, оснащённый системой газотурбинного наддува, обладает рядом экономических и технических преимуществ по сравнению с безнаддувным (атмосферным) двигателем [12, 13]: соотношение «масса / мощность» у наддувных двигателей выше, чем у безнаддувных; массово-

габаритные параметры у наддувного двигателя меньше, чем у равного по мощности атмосферного двигателя; крутящий момент наддувного двигателя лучше адаптируется к сложным условиям эксплуатации; наддувный двигатель не теряет мощности при работе в высокогорье; наддув воздуха обеспечивает лучшее сгорание топлива, что способствует снижению токсичности отработанных газов и улучшению топливной экономичности. Турбокомпрессор способствует уменьшению шума и выступает в роли глушителя.

Рост мощности за счёт увеличения объёма цилиндров неэффективен, т.к. это ведёт к увеличению массово-габаритных параметров двигателя. Увеличение мощности за счёт повышения максимальной частоты вращения тоже стало неактуальным, так как с ростом оборотов пропорционально возрастают нагрузки на детали двигателя и этот параметр в современных двигателях достиг предела. Повышение мощности двигателя с помощью увеличения низшей теплоты сгорания моторного топлива также ограничен, вследствие ограниченных возможностей нефтеперерабатывающей и добывающей промышленности [14, 15].

В настоящий момент мировое двигателестроение достигло значительного уровня в технологическом и конструкторском плане, поэтому повышение механического и индикаторного КПД методом совершенствования процесса сгорания, а также уменьшения различных потерь практически исчерпано [7, 8]. Поэтому, самым эффективным способом увеличения мощности двигателя при практически неизменных его массово-габаритных параметрах и неизменных инерционных нагрузках, является повышение плотности заряда воздуха и коэффициента наполнения цилиндров.

Увеличение массового заряда цилиндра воздухом позволяет пропорционально повысить количество впрыскиваемого в цилиндры топлива, что в свою очередь приводит к увеличению механической работы (мощности) [4, 8].

Нагнетание воздуха в цилиндры, и соответственно повышение его плотности осуществляется компрессором. В настоящий момент в автотракторном двигателестроении нашли применение различные виды наддува (рисунок 1.2), а также компрессоры различных конструкций [7, 9].

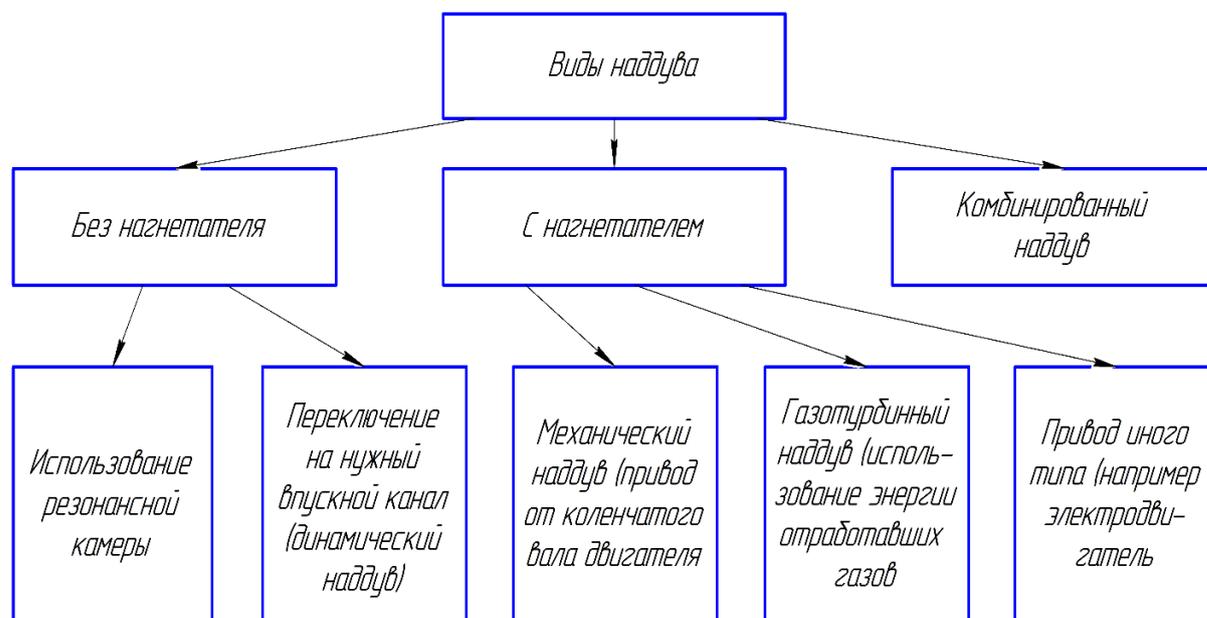


Рисунок 1.2 – Виды наддува современных автотракторных ДВС

Самыми распространёнными из них являются: шибберные; поршневые; объёмно-винтовые; объёмно-лопастные; центробежные с приводом от коленчатого вала ДВС; газотурбинные нагнетатели.

В автотракторном двигателестроении различают два наиболее часто применяемых типа компрессоров: с механическим приводом; турбокомпрессор (т.е. приводимый турбиной под воздействием выхлопных газов).

И третий тип компрессоров, это комбинированный компрессор.

Компрессор с механическим приводом от коленчатого вала двигателя имеет жёсткую связь между частотой вращения коленчатого вала и количеством подаваемого в цилиндры двигателя воздуха. Основным его достоинством является стабильная (ровная) тяга двигателя во всём диапазоне оборотов коленчатого вала двигателя. Существенным недостатком этого способа являются потери мощности на привод нагнетателя и в связи с этим худшая топливная экономичность по сравнению с турбонаддувом.

Турбокомпрессор использует для своего привода энергию отработанных в двигателе газов, этим и объясняется и лучшая топливная экономичность двигателей с турбонаддувом. Турбокомпрессоры всех типов по своей конструкции примерно одинаковы и состоят из воздушного компрессора и газовой турбины связанных между собой общим валом (рисунок 1.3).

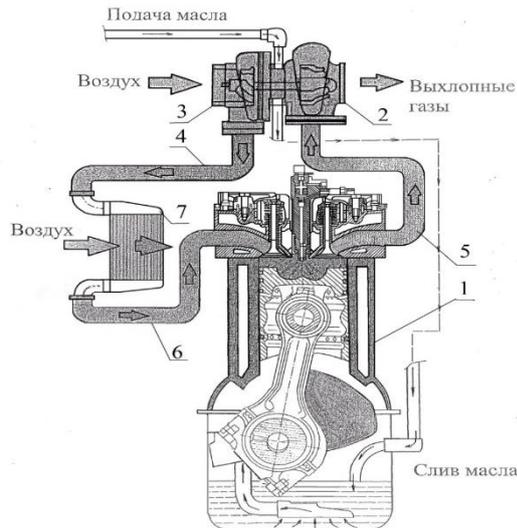


Рисунок 1.3 – Общий вид системы газотурбинного наддува:

1 – ДВС; 2 – турбина турбокомпрессора; 3 – компрессор турбокомпрессора; 4 – нагнетательный патрубок; 5 – выхлопной коллектор; 6 – всасывающий коллектор; 7 – интеркуллер

Отработавшие газы, выходя из цилиндров двигателя, имеющие высокую температуру и давление, разгоняются до высокой скорости и вступают в контакт с крыльчаткой турбины турбокомпрессора, вызывая вращение ротора последнего. Находящийся на одном валу с турбиной, компрессор через воздушный фильтр засасывает воздух, сжимает его и нагнетает его в двигатель под избыточным давлением. При этом в двигатель подаётся топливным насосом увеличенное количество топлива, и двигатель развивает большую мощность. В тоже время в цилиндрах двигателя улучшается сгорание рабочей смеси, и в широком диапазоне оборотов улучшаются характеристики двигателя.

Двигатель и турбокомпрессор взаимодействуют посредством выхлопных газов [53, 56]. Частота вращения ротора турбокомпрессора не зависит напрямую от оборотов коленчатого вала двигателя. Двигателю с турбокомпрессором свойственна инерционность: вначале увеличивается подача топлива, повышается энергия потока выхлопных газов и лишь, затем повышаются обороты турбины и возрастает давление нагнетания воздуха компрессором, всё большее количество воздуха поступает в двигатель, что при подаче дополнительного количества топлива приводит к увеличению мощности.

Недостатки применения турбокомпрессоров при эксплуатации МЭС:

Современные турбокомпрессоры по своей конструкции лишь частично удовлетворяют предъявляемым к ним противоречивым требованиям. В список этих требований входит наличие высокой эксплуатационной надёжности при различных нагрузочных режимах двигателя и соответственно турбокомпрессора. Резкие изменения температуры и давления выхлопных газов перед турбиной, частые пуски и остановки двигателя, высокие аэродинамические и тепловые нагрузки и т.д. негативно влияющие на эксплуатационную надёжность этого высоконагруженного агрегата [4, 14, 15].

Для обеспечения необходимого уровня надёжности и ресурса (равного как минимум ресурсу двигателя) требуется высокая точность изготовления деталей турбокомпрессора, в особенности это касается изготовления вала ротора, подшипника ротора, уплотнительных колец и т.д. Допуски на изготовление ответственных деталей ТКР составляют от 3 до 8 мкм [8, 10].

Распределение отказов ДВС и ТКР выглядит следующим образом (рисунок 1.4).

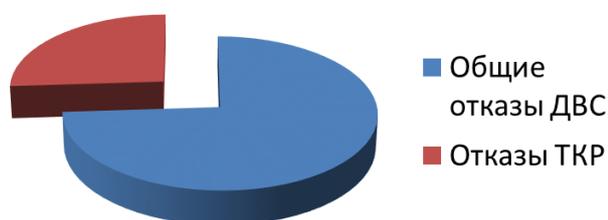


Рисунок 1.4 – Распределение отказов ДВС и ТКР

Распределение отказов ТКР в зависимости от режима работы изображено на рисунке 1.5.

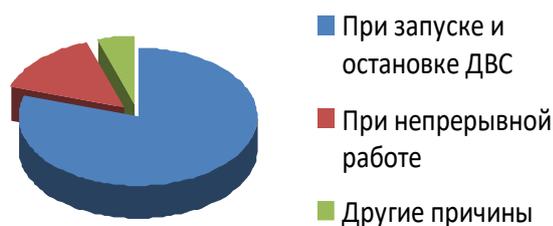


Рисунок 1.5 – Распределение отказов ТКР в зависимости от режима работы

В качестве основных недостатков ТКР можно выделить следующие:

- 1) низкая эксплуатационная надежность (доля отказов, приходящаяся на ТКР составляет от 7 до 30 % от общих отказов ДВС);
- 2) высокая цена ТКР (от 10 до 80 тыс. руб.);
- 3) высокочрезвычайно затратный ремонт (обусловленный высокой трудоёмкостью ремонта и значительной величиной простоя МТА из-за поломки ТКР);
- 4) потери в результате простоя высокопроизводительных МТА.

На данном этапе машиностроения, оснащение турбонаддувом является существенно важным приоритетом и одним из главных условий достижения высокой выходной мощности автотракторных средств при сохранении высокой экологичности [1, 2]. Относительно недавно турбонаддув применялся на высоконагруженной грузовой автотракторной технике [3]. Сегодня же, даже малолитражные легковые автомобили оснащают турбонаддувом [4].

Получило широкое развитие направление – турбосайсинг [5, 6, 7]. Основной целью которого является уменьшение массово-габаритных размеров автотракторных средств при сохранении мощностных показателей [4]. Но появление турбонаддува на транспортном средстве приводит к существенному росту температурных условий работы систем и узлов ДВС, нагрузочных режимов [8, 9]. В свою очередь это требует применения более качественных эксплуатационных материалов и точного соблюдения регламента ТО и ТР [10, 11]. В то время как, атмосферные ДВС неприхотливы с точки зрения эксплуатационных материалов и сроков их замены [12, 13]. Любые нарушения регламента ТО и ТР транспортных средств с турбонаддувом приводят к существенному снижению ресурсных параметров ДВС [14, 15].

Распределение турбокомпрессоров по типу применяемой системы на автомобиле сегодня выглядит следующим образом (рисунок 1.6).

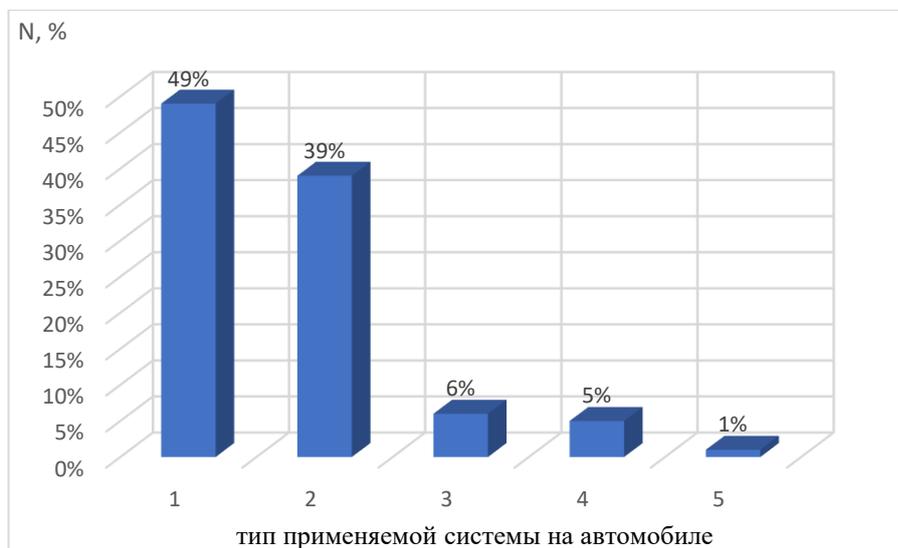


Рисунок 1.6 – Распределение турбокомпрессоров N, % по типу применяемой системы на автомобиле: 1 – система турбонаддува с перепускным клапаном, 2 – система турбонаддува с регулируемой геометрией, 3 – система с изменением фаз газораспределения, 4 – система с двумя турбонагнетателями; 5 – тюнингованные ДВС (атмосферные ДВС переделанные в турбовые)

Как видно из рисунка 1.6, значительную часть автомобилей с турбонаддувом собирают на машиностроительных заводах, и самая массовая доля 88%, приходится на первые две системы [6, 7]. Однако, на замену им приходят более совершенные системы и к тому же, часть атмосферных ДВС переделываются в версии турбовых.

Рассмотрим причины отказов ТКР современных машин (рисунок 1.7).

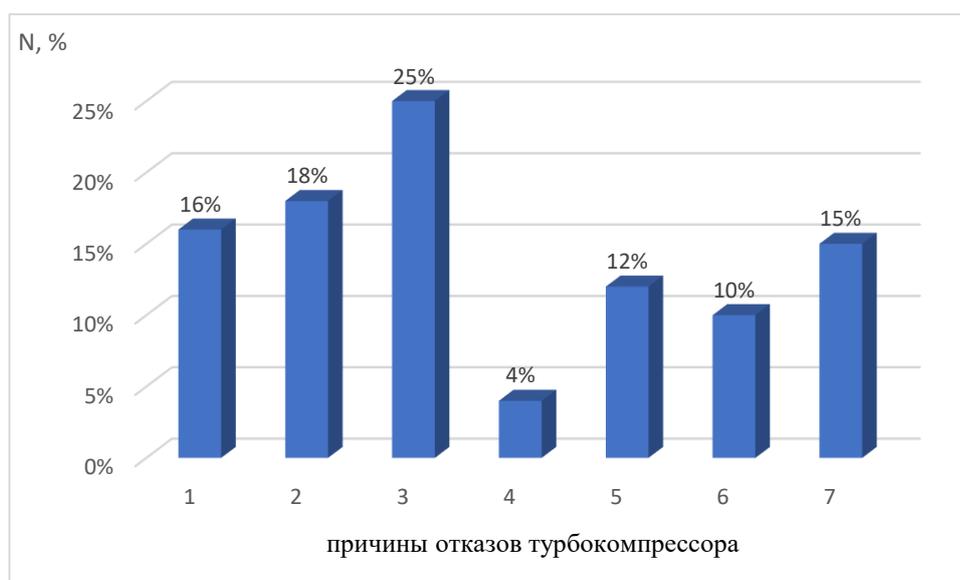


Рисунок 1.7 – Процентное распределение N, % причин отказов турбокомпрессора: 1. Недостаток масла 16%; 2. Нарушение температурного режима 18%; 3. Выработка сроков замены смазки 25%; 4. Другие причины 4%; 5. Отказ топливных форсунок 12%; 6. Нарушение герметичности выпускного коллектора 10%; 7. Пониженное качество используемого масла 15%

Как видно из рисунка 1.7, существенная доля причин отказов ТКР приходится на проблемы с маслом [4, 6, 7]. Что в свою очередь и является главной причиной отсутствия массового использования турбонаддува. Особенно это касается автотракторостроения Российской Федерации в условиях ограниченности качественных расходных материалов. Производство автомобилей, систем, запчастей на 2022 год в РФ по многим позициям снижено на 40-60%. Атмосферные ДВС менее чувствительны к качеству моторного масла и срокам его замены. Хотя применение на сегодня систем автоматического управления фазами газораспределения, гидротолкателей клапанов и механизмов адаптивного регулирования усложняет проблему контроля качества и сроков выработки моторного масла. В этом плане показательно выполнить сравнение наддувных ДВС и безнаддувных (рисунок 1.8), и провести их сравнение.

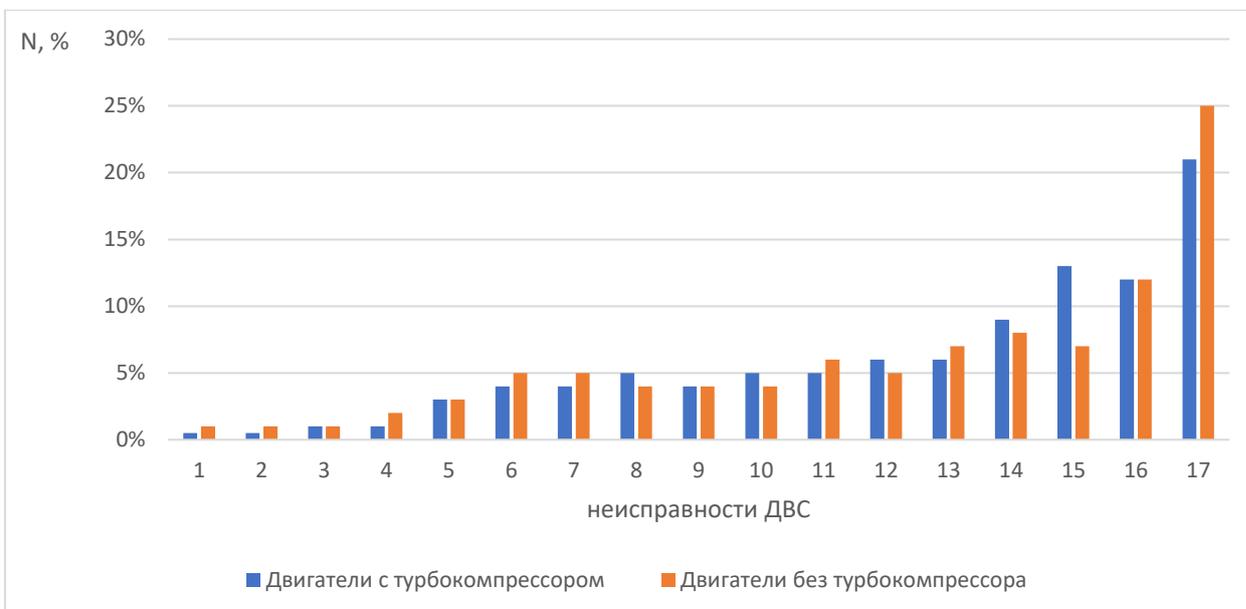


Рисунок 1.8 – Структура неисправностей ДВС N, % с турбонаддувом и без наддува: 1 – Другие узлы и системы; 2 – Опоры и подушки крепления двигателя; 3 – Система натяжения ремня газораспределительного механизма; 4 – Кривошипно-шатунный механизм; 5 – Клиновые ремни приводных механизмов; 6 – Система впуска и выпуска; 7 – Система смазки; 8 – Система зарядки аккумуляторной батареи; 9 – Головка блока цилиндров; 10 – Свечи системы зажигания; 11 – Система рециркуляции отработавших газов; 12 – Сальниковые уплотнения системы смазки; 13 – Генераторная установка; 14 – Газораспределительный механизм; 15 – Система топливоподачи; 16 – Система охлаждения двигателя; 17 – Система управления электронными компонентами и зажиганием

Анализ данных на рисунке 1.8 показывает на заметную разницу неисправностей системы топливоподачи (ДВС наддувные – 13%, ДВС безнаддувные – 7%) и системы управления электроникой, зажиганием (ДВС наддувные – 21%, ДВС безнаддувные – 25%). В первом случае, система топливоподачи наддувных ДВС работает в более сложных условиях, чем и обусловлен рост отказов. Во втором случае, на наддувных ДВС отсутствует система зажигания, доля отказов которой всегда находится на очень высоком уровне [4, 6]. Все остальные системы близки по процентному соотношению отказов.

Но в ДВС можно выделить ряд других систем, которые могут косвенно, но очень существенно влиять на отказы турбокомпрессора, что видно из рисунка 1.9.

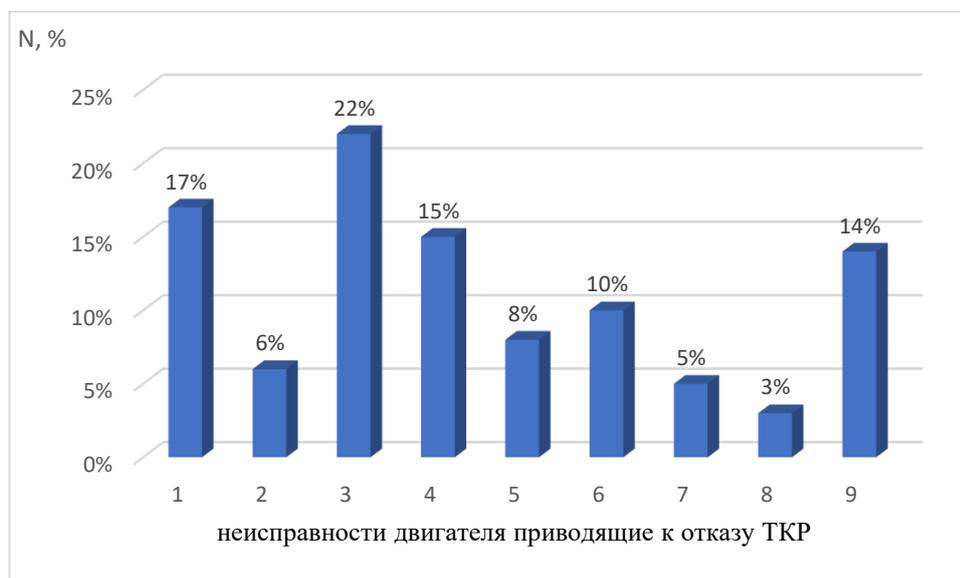


Рисунок 1.9 – Процентное распределение N, % неисправностей двигателя, которые приводят к отказу турбокомпрессора: 1. Разрушение компрессора 17%; 2. Разрушение турбины 6%; 3. Падение мощности двигателя 22%; 4. Утечки масла и негерметичность масляной системы 15%; 5. Повышенный шум и вибрации турбокомпрессора 8%; 6. Отказы перепускных клапанов 10%; 7. Отказы пневматической системы управления 5%; 8. Отказы электрических элементов системы управления 3%; 9. Нарушение работы электронного блока управления двигателем 14%

Анализ рисунка 1.9 показывает на существенное влияние падения мощности ДВС. Но в тот же момент, существенную долю отказов представляют отдельные элементы ТКР, такие как: компрессорная часть ТКР, турбинная часть ТКР, перепускные клапана, система управления и др.

И в тот же момент, показательно видеть статистические данные на сегодняшний день по сравнению с данными 2011–2017 года рисунок 1.10.

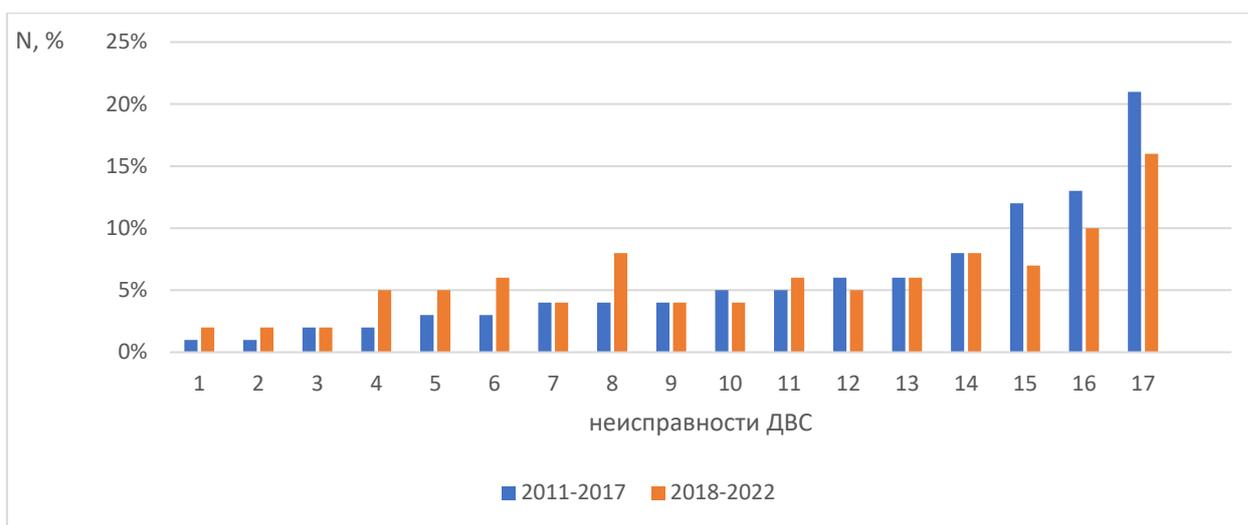


Рисунок 1.10 – Структура неисправностей ДВС N, % при исследованиях в 2011 – 2017 гг. и 2018 – 2022 гг.: обозначения позиций такие же, как на рисунке 1.8

По данным рисунка 1.10 можно судить о повышении надежности отдельных систем ДВС, в частности: системы топливоподачи, системы охлаждения двигателя, системы управления электронными компонентами и зажиганием. Более совершенные электронные системы и устройства обеспечивают высокий ресурс ДВС. В частности, пробег до списания лучших автотракторных средств составляет 1–1,5 млн км [8, 9].

Несмотря на высокую надежность современных автотракторных средств с турбокомпрессорами возникают частые отказы турбокомпрессоров, преддверием которых являются нарушения процесса выбега при вариации входных величин давления, температуры масла и начальной частоты вращения вала ротора ТКР. Множество работ посвящено проблемам исследования режимов смазки подшипников турбокомпрессора, тепловому режиму, выбегу вала ротора турбокомпрессора. Однако, тематики оценки чувствительности параметров выбега от изменения основных режимных параметров работы турбокомпрессора обнаружено не было. Новизной исследования является установление взаимосвязи чувствительности времени выбега вала ротора ТКР к изменению входной температуры масла, входного давления и начальной частоты вращения вала ротора перед отчетом процесса выбега. Исследование чувствительности позволит определить границы работоспособности турбокомпрессоров и гарантированно исключать отказные случаи. Разработка методологии оценки чувствительности времени выбега с

параметрами масла и режимами функционирования турбокомпрессора, позволит оперативно оценивать правильность функционирования турбокомпрессоров современных автотракторных средств и делать прогнозы на перспективу эксплуатации.

### **1.3 Анализ направлений исследования**

Исследованию режимов работы ТКР и обеспечению надежности современных ТКР посвящены работы К. В. Гаврилова, Н. В. Орлова, А. С. Денисова, А. Р. Асояна, И. Г. Галиева, А. Т. Кулакова, Е. А. Задорожной, Д. Я. Носырева и других авторов [10, 11, 12]. Кроме того, известны работы иностранных исследователей, таких как: V. I. Kubich, D. A. Nelson, Dani Joseph Veera, Ranjit P.S., Sathaporn Chuereng и многие другие [13, 14, 15]. Анализ научных исследований в области контроля параметров выбега вращающихся валов показал на наличие большого числа исследований [6, 7, 8]. Но в этих материалах не раскрывается сложная взаимосвязь чувствительности, точности и достоверности параметров выбега при изменении температурных параметров, величин давления и др. [9, 10, 11].

В настоящее время электронные системы начинают доминировать на автомобильной технике [10]. В тот же момент обнаруживается существенный дефицит поставок электронных компонентов, электронных блоков управления и устройств автоматики [8]. Все это ставит на первый план преимущественную разработку более простых и надежных устройств, функционально почти не уступающих электронным, но более простым в изготовлении и применении на автомобильном транспорте [10, 11]. Так в области турбокомпрессорной техники возникает проблема замены турботаймеров, электронных блоков управления и компонентов на системы, способные обеспечить правильный запуск ДВС с турбокомпрессором (ТКР) и его остановку, а также управление процессом смазки подшипников ТКР в эксплуатации [14].

Значительные затраты на эксплуатацию занимают затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт (ТО и ТР). Многочисленными исследованиями установлено, что долговечность двигателя во многом зависит от условий предварительной подготовки его к работе [10]. Основными деталями, лимитирующими ресурс двигателя, являются подшипники коленвала и турбокомпрессора [12]. Это и предопределило направление наших

исследований, в том числе конструктивную разработку для обеспечения надежности ДВС и ТКР. Запуск отличается от установившегося режима работы двигателя большими нагрузками, действующими на кривошипно-шатунный механизм в период первых вспышек в цилиндре. Вместе с тем пуск происходит при отсутствии или в лучшем случае, при недостаточной смазке деталей двигателя, что еще более усугубляется с понижением температуры окружающего воздуха [13]. В этот момент очень важно подавать необходимое количество смазки в максимально короткие промежутки времени. Кроме того, остановка ДВС сопровождается высокими термическими нагрузками и недостатком смазки [14]. Таким образом и на режимах остановки ДВС важно обеспечивать надежный смазочный процесс во избежание перегрева подшипников [15]. С учетом сказанного целью исследования является обеспечение надежности работы ДВС и ТКР установкой в систему смазки гидроаккумуляторов и управлением их работы на различных режимах.

Значительный вклад в разработку систем турбонаддува, совершенствование подшипников турбокомпрессора и системы смазки, внесли ученые: А. С. Денисов, И. Г. Галиев, А. Т. Кулаков, Ю. В. Рождественский, Р. Ф. Калимуллин, Е. А. Задорожная, Daniel A. Nelson, В. И. Суркин, Sathaporn Chuereng, К. В. Гаврилов и другие [1, 2, 3]. Научный коллектив в лице А. Т. Кулакова, И. Г. Галиева, А. С. Денисова и их многочисленных учеников совершенствовали турбокомпрессорную технику, системы смазки и отдельные элементы турбонаддува [3, 4]. Кроме того, ими предложены методики расчета, проверки и контроля систем турбонаддува при конструировании и эксплуатации [10, 11]. В методиках их работ приводится оценка точности средств контроля, но анализа чувствительности и достоверности выходных параметров не дано [15]. В современных условиях эксплуатации очень важно с высокой точностью и чувствительностью выявлять формирующиеся отказы даже на начальной стадии зарождения, чтобы вовремя применить восстанавливающие воздействия [4].

Известен ряд научных работ В. В. Альта, И. П. Добролюбова, В. В. Лянденбургского, С. Н. Ольшевского, Р. Ф. Калимуллина, Д. Я. Носырева, Е. В. Агеева в которых широко изучаются диагностические методы контроля систем ДВС, подшипниковых узлов турбокомпрессоров и КШМ [7, 8, 9]. В них акцент делается на широкую автоматизацию диагностированием систем ДВС [8, 10]. Отдельно на качественном уровне прорабатываются частные

методы контроля технического состояния подшипников ТКР и КШМ [11, 12]. Однако акцентированного рассмотрения достоверности и чувствительности разработанных методик нет.

В Южно-Уральском государственном университете получило развитие направление В. Н. Прокопьева – теория и экспериментальная практика испытания гидродинамических сложнонагруженных опор скольжения [13, 14]. Учеными ЮУрГУ совершенствуются конструкции узлов и отдельных деталей систем смазки ТКР и КШМ [8, 13]. Кроме того, в работах Ю. В. Рождественского, Е. А. Задорожной, К. В. Гаврилова, И. Г. Леванова совершенствуются методики расчета сложнонагруженных опор с использованием прикладных программ [12]. Однако в их работах оценки чувствительности контрольных параметров не производится.

Следует отдельно отметить направление исследований по контролю надежности систем турбонаддува и отдельных элементов турбины [6, 7]. В работах А. Т. Кулакова, Ю. В. Рождественского, Д. Я. Носырева, А. А. Свечникова, А. С. Денисова исследованы законы изменения технического состояния систем турбонаддува, приведены закономерности износа и старения узлов систем смазки [10]. В их работах раскрыты особенности процесса жидкостного, полусухого и сухого трения [8, 15]. Когда ряд контролируемых параметров процесса трения, изменения температуры, расхода и давления масла могут служить основой оценки технического состояния систем турбонаддува и его ресурса [6, 8]. Однако важно исследовать изменение чувствительности этих параметров в широких пределах изменения нагрузок, а также достоверность контроля технического состояния систем турбонаддува в условиях эксплуатации [9, 10].

#### **1.4 Особенности эксплуатации автотракторных средств, оснащенных турбонаддувом и системами обеспечения смазки**

Вопросам совершенствования системы смазки подшипников турбокомпрессора, разработке автономной системы смазки и дополнительным устройствам смазки посвящены работы А. Т. Кулаков, А. С. Денисов, Ю. В. Рождественский, Е. А. Задорожная, В. И. Суркин, К. В. Гаврилов, И. Г. Галиев, А. А. Коркин, А. Ф. Малаховецкий, Д. Я. Носырев, А. А. Свечников, D. A. Nelson, Cho-Yu Lee, Sathaporn Chuepeng и другие [1, 2, 10]. Так в работах А. Т.

Кулакова и А. С. Денисова приводится комплексное рассмотрение вопросов совершенствования системы смазки ТКР [11, 13, 15]. Это разработка и совершенствование подшипников ТКР [1]. Кроме того, в работах их учеников рассматривается применение автономной системы смазки ТКР и использование гидроаккумуляторов [12, 14].

Другая научная школа в лице Ю. В. Рождественского и Е. А. Задорожной рассматривает совершенствование подшипниковых узлов ТКР [8]. В работе данных авторов рассмотрено применение новых материалов и конструктивных решений с одновременным использованием прикладных пакетов расчетных программ [5, 6].

Известны работы научного коллектива Д. Я. Носырева и А. А. Свечникова направленные на контроль выходных параметров ТКР при одновременном совершенствовании конструкции ТКР [9, 10]. В данных работах рассматривается возможность контроля выбега ТКР при оценке его технического состояния.

Известны многочисленные работы иностранных авторов в области конструкции ТКР и ее совершенствования [9, 10]. Так, например, D. A. Nelson разрабатывает уплотнения для ТКР [2, 3]. Sathaporn Chuereng исследует вязкие смазки при работе ТКР на различных режимах [4]. Cho-Yu Lee и его коллеги занимаются оптимизацией системы смазки ТКР используя комплексный подход [3].

Проблемами помпажа в турбокомпрессорах и его преодолением занимались В. П. Шорин, М. Б. Хадиев, В. А. Фролов, А. Г. Костюк, О. В. Кабанов, Я. З. Гузельбаев, А. Г. Гамадиев и многие другие [5, 6, 8]. При разработке систем турбонаддува возникают рабочие точки, в которых проявляется помпаж [3, 11]. Преодоление помпажа решается разными способами: установкой противопомпажных клапанов, подбором характеристик рабочих элементов ТКР, нахождением точек помпажа и комплексными мероприятиями по его устранению [1, 3, 6].

Так как в представленной работе предлагается контроль выходных параметров системы смазки ТКР и ДВС, то необходимо рассмотреть анализ методов и средств диагностирования. Проблемам разработки методов и средств диагностирования ДВС и их систем посвящены многочисленные исследования: Е. В. Агеев, А. В. Николаенко, В. В. Альт, С. Н. Ольшевский, А. С. Гребенников, Ю. А. Васильев, Н. С. Ждановский, С. Н. Кривцов, С. С.

Куков, Р. Ф. Калимуллин, В. М. Лившиц, А. А. Отставнов, О.Ф. Савченко, В. А. Луцко, А. М. Харазова, Ф. З. Габдрафиков, В. В. Лянденбургский и др. [13, 15]. В современной практике диагностирования разработано множество новых методов. Одним из таких является методика эндоскопии, которая представлена в работах Е. В. Агеева [8, 10]. Находят применение методы эксплуатационного контроля и диагностирования технического состояния ДВС на основе контроля зазоров в трибосопряжениях [8]. А также исследование свойств масел [13, 14].

Так, например, В. В. Альт, С. Н. Ольшевский, М. Л. Вертей и А. С. Гребенников в значительном объеме исследований предлагают метод контроля характеристик выбега и разгона [4, 7]. Данные методы диагностирования строятся на основах методик Н. С. Ждановского, который являлся разработчиком и основоположником одноименного метода Ждановского.

На наш взгляд, наиболее информативным методом является метод основанный на анализе характеристик выбега двигателя, турбокомпрессора или любого другого трибосопряжения работающего в условиях жидкостной смазки. Этот метод предлагается в экспериментальной части статьи для контроля технического состояния элементов турбонаддува.

В настоящее время ведущие фирмы в области конструирования и выпуска турбокомпрессоров ведут научно-исследовательские и конструкторские работы, направленные на повышение эксплуатационной надёжности турбокомпрессоров автотракторных двигателей, а частности повышении надёжности системы смазки пар трения турбокомпрессоров [1, 7, 10]. Основные направления этой работы заключаются в следующем (рисунок 1.11):

- применении новых более высококачественных смазочных масел и увеличении степени маслоёмкости поверхностей трения турбокомпрессоров [9];
- применении автономной (независимой от двигателя) системы смазки турбокомпрессора [4, 5];
- применении турботаймера [11, 12];
- применении более эффективного жидкостного охлаждения подшипников турбокомпрессора [8, 10, 12];

– применении гидроаккумулятора в системе смазки подшипников турбокомпрессора [14, 15].



Рисунок 1.11 – Основные способы и направления повышения надежности и долговечности элементов ТКР

Проводя анализ направлений дальнейшего совершенствования системы смазки турбокомпрессоров, мы приходим к выводу, что изменения в системе смазки ТКР по первому направлению несущественны и экономически нецелесообразны, несмотря на то, что новые смазочные масла снижают риск закоксовывания его остатков в смазочных каналах. Но при этом, учитывая цену масла, возрастают эксплуатационные издержки [6].

В случае применения независимой (автономной) системы смазки решаются все вышеобозначенные проблемы, однако данная система обладает высокой сложностью, стоимостью, занимает дополнительное место и добавляет количество деталей, что снижает безотказность всего двигателя в целом, кроме того возрастает трудоёмкость проведения ремонтно-обслуживающих воздействий, а также возникают дополнительные эксплуатационные издержки [9, 11].

При применении турботаймера не решаются все вышеописанные проблемы, связанные с остановкой двигателя, так как остановка двигателя может произойти и без вмешательства водителя (машиниста, оператора). Например, при внезапной перегрузке (когда турботаймер бесполезен) и т.д. Турботаймер является сложным электронным устройством, что снижает уровень безотказности двигателя в целом, повышает его стоимость. И даже

принимая во внимание то, что данное устройство снижает тяжесть последствий выхода турбокомпрессора из строя, экономически целесообразным его признать нельзя, дело в том, что в ряде европейских стран по соображениям загрязнения окружающей среды время работы двигателей на холостом ходу ограничено [2].

Применение для охлаждения подшипников турбокомпрессора жидкостной охлаждающей рубашки получает всё большее распространение, это позволяет снизить тепловую нагруженность подшипников, предотвращает явление закоксовывания масла. Однако и это устройство не решает всех проблем, возникающих при остановке двигателя. Дело в том, что при остановке двигателя останавливается не только насос системы смазки, но и насос системы охлаждения, что вызывает локальный перегрев деталей турбокомпрессора. Кроме того, рубашка жидкостного охлаждения корпуса (и соответственно подшипников) турбокомпрессора увеличивает металлоёмкость и конструктивную сложность всего агрегата в целом.

Произведённый анализ отечественных и зарубежных конструкций турбокомпрессоров, режимов работы ДВС при использовании машин (с учетом высокой стохастичности динамических нагрузок на валу ДВС) предопределяет необходимость повышения эксплуатационной надежности ТКР дизелей.

Как один из самых простых и надежных способов продления ресурса ТКР – установка гидроаккумулятора. Проведем анализ типов гидроаккумуляторов известных в настоящее время.

#### Гидропневматические аккумуляторы

Основным назначением гидропневматических аккумуляторов является аккумуляция гидравлической энергии в периоды пауз в потреблении ее гидравлическими агрегатами системы. Применение гидропневматических аккумуляторов дает возможность ограничить мощность насосов средней мощностью потребителей гидравлической энергии или же обеспечить в системах с эпизодическим действием потребителей перерывы в работе насосов.

Включение насоса на зарядку аккумулятора после его разрядки и выключение после окончания зарядки осуществляется специальными клапанами, которые реагируют на изменение давления в аккумуляторе.

Гидропневматический аккумулятор представляет собой закрытый сосуд той или иной формы, заполненный сжатым воздухом (или газом) с начальным давлением. При подаче в этот сосуд жидкости объем воздушной камеры уменьшается, вследствие чего давление воздуха повышается. Количество поданной в аккумулятор жидкости и среднее рабочее давление воздуха определяют его энергоемкость, которая может быть полностью или частично использована при разрядке аккумулятора.

В аккумуляторах, применяемых в гидравлических системах самолетов, жидкость и воздух обычно разделены поршнем или другими средствами. Необходимость в разделении сред вызвана в основном способностью жидкости растворять воздух [9, 10].

В зависимости от типа применяемого разделителя жидкостной и воздушной среды различают поршневые и диафрагменные аккумуляторы, оба этих типа аккумуляторов предназначены для давлений до  $300 \text{ кг/см}^2$  [14, 15].

Поршневые гидропневматические аккумуляторы.

Наиболее простым типом аккумулятора является поршневой. Герметизация поршня в цилиндре достигается применением резиновых колец, основным назначением которых является уплотнение воздушной среды с целью предотвращения разрядки аккумулятора в нерабочем состоянии. При работе аккумулятора, т.е. когда его поршень находится во взвешенном положении, давления масла и воздуха фактически равны и уплотнительные кольца не требуются.

Так как обеспечить уплотнение воздушной среды значительно труднее, чем жидкостной, в некоторых аккумуляторах применяют так называемый жидкостный затвор. Очевидно, что указанный аккумулятор допускает лишь такую вертикальную установку, при которой воздушная полость находилась бы в верхнем положении.

## **1.5 Особенности совершенствования современных узлов турбонаддува**

В настоящее время значительную популярность набирает направление – даунсайзинг, которое представляет собой миниатюризацию систем ДВС, в том числе за счет широкого использования турбонаддува. Турбонаддув выступает важнейшим элементом сохранения тех же мощностей, но при гораздо

меньших размерах ДВС. Кроме того, причиной продвижения даунсайсинга являются завышенные требования производителей автомобилей к экологическим параметрам и экономичности ДВС. Так в настоящее время важную роль уделяют повышению экологичности транспортных средств [7, 8]. Так с 2015 года в Европе и Америке были введены последние нормы ЕВРО-6 [8]. Тенденции введений норм ЕВРО по видам и количествам выбросов отображает таблица 1.1.

Таблица 1.1 – Динамика изменений подконтрольных вредных выбросов по ЕВРО, для новых автомобилей с дизельным и бензиновым ДВС

Экологический стандарт	СО гр/км	С <sub>x</sub> Н <sub>y</sub> гр/км	Летучие органические вещества, гр/км	NO <sub>x</sub> гр/км	С <sub>x</sub> Н <sub>y</sub> + NO <sub>x</sub> гр/км	PM
Для дизельного двигателя						
ЕВРО -1	2,72	-	-	-	0,97	0,14
ЕВРО -2	1,0	-	-	-	0,7	0,08
ЕВРО -3	0,64	-	-	0,5	0,56	0,05
ЕВРО -4	0,5	-	-	0,25	0,30	0,025
ЕВРО -5	0,5	-	-	0,18	0,23	0,005
ЕВРО -6	0,5	-	-	0,08	0,17	0,005
Для бензинового двигателя						
ЕВРО -1	2,72	-	-	-	0,97	0,14
ЕВРО -2	2,2	-	-	-	0,7	0,08
ЕВРО -3	2,3	0,2	-	-	0,56	0,05
ЕВРО -4	1,0	0,1	-	-	0,30	0,025
ЕВРО -5	1,0	0,1	0,068	0,068	0,23	0,005
ЕВРО -6	1,0	0,1	0,068	0,068	0,17	0,005

Из данных приведенных в таблице 1.1 следует, что в данный момент видна устойчивая динамика снижения токсичных выбросов [8]: 1) по угарному газу отличается в 2,7 раза (для автомобилей, работающих на бензиновых смесях) и в 5,4 раза (для автомобилей, работающих на дизельном топливе); 2) по эмиссии углеводородов в 2 раза для ДВС, работающих на бензиновом топливе; 3) по содержанию NO<sub>x</sub> в 6,2 раза для дизельных ДВС.

Однако дальнейшее уменьшение количества выбросов достаточно затруднительно, так как это повлечет за собой весомые конструкторские доработки, что непременно скажется на стоимости автомобиля [8].

В РФ с введением норм ЕВРО замечено достаточно серьезное отставание по экологичности, что в свою очередь затрудняет обновление парка автотранспортных средств, это наглядно представлено на рисунках 1.12, 1.13 и 1.14.

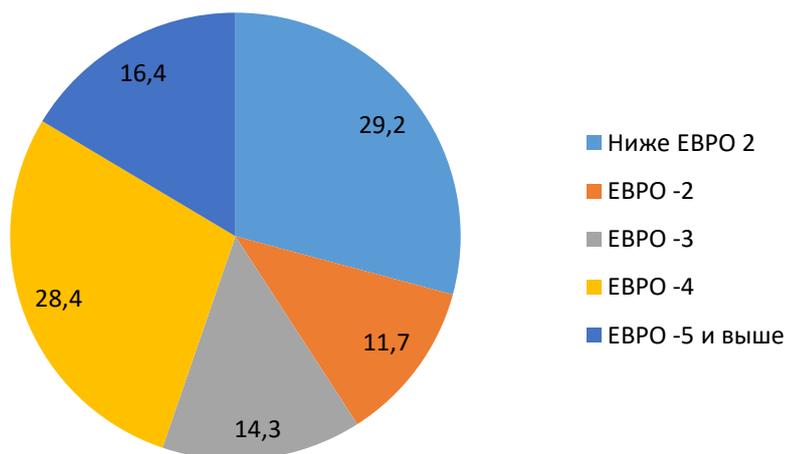


Рисунок 1.12 – Распределение парка легковых автомобилей РФ по нормам ЕВРО на начало 2019 года

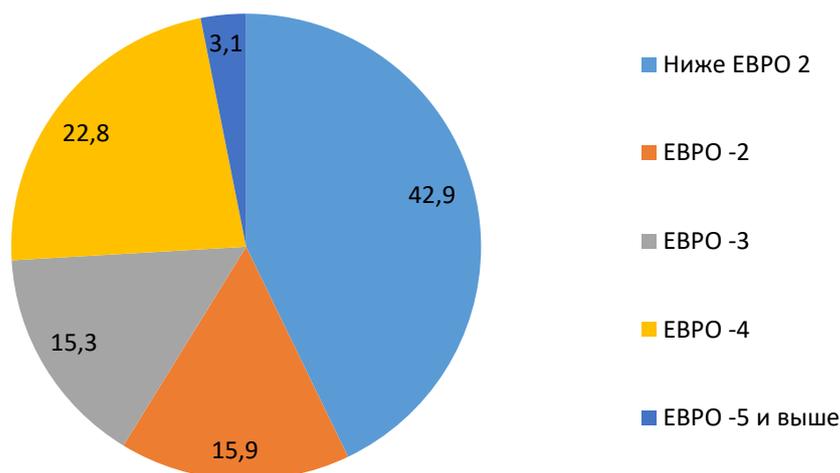


Рисунок 1.13 – Распределение парка легковых коммерческих автомобилей РФ по нормам ЕВРО на начало 2019 года

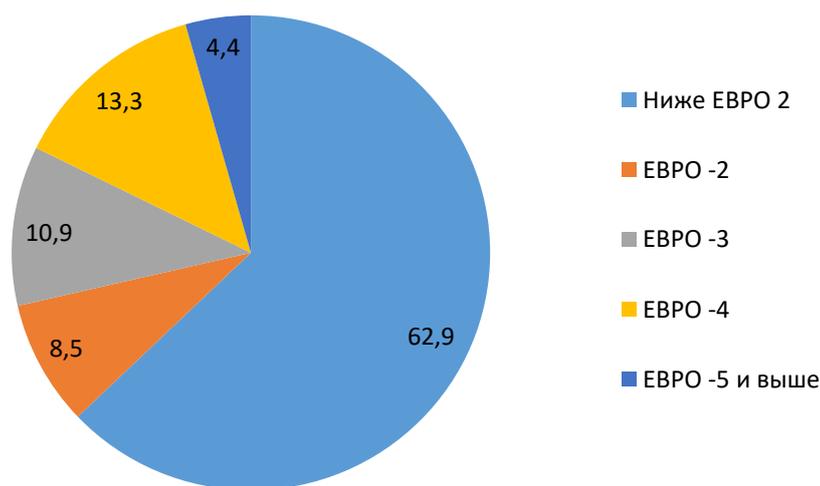


Рисунок 1.14 – Распределение парка грузовых автомобилей РФ по нормам ЕВРО на начало 2019 года

По прогнозам ряда работ, автомобили с нормами ЕВРО-5, 6 будут использоваться еще не менее 30 лет [8]. В некоторых отсталых странах сохраняются автомобили ЕВРО-2, 3, 4, которые также будут стремиться подогнать под современные стандарты [5]. Соответствие будет обеспечено за счет разработки принципиально новых систем и механизмов, конструкционных материалов, топлив и смазок [6]. В области поддержания работоспособности машин намечена тенденция на увеличение охвата бортовыми средствами контроля и разработки принципиально новых средств и методов диагностирования [5]. В первую очередь акцент делается на те системы и узлы, число отказов которых находится на высоком уровне. На первом месте традиционно находятся система питания и система зажигания ДВС. Однако помимо них возросли требования к топливно-смазочным материалам и в случае эксплуатации в запыленных сложных условиях отказы других систем резко возрастают. Непрерывная погоня за новыми стандартами соответствия привела к серьезным конструктивным доработкам ДВС и их отдельных систем. Можно выделить существенный прогресс следующих систем: 1. Система очистки отработавших газов; 2. Система питания; 3. Система зажигания; 4. Система смазки; 5. Система коррекции параметров газообмена; 6. Система управления и контроля двигателя; 7. Турбонаддув и системы управления процессом наддува и смазки подшипников ТКР; 8. Система впуска и др.

Так экологические стандарты предполагают непрерывное уменьшение выбросов CO<sub>2</sub> как показано на рисунке 1.15.

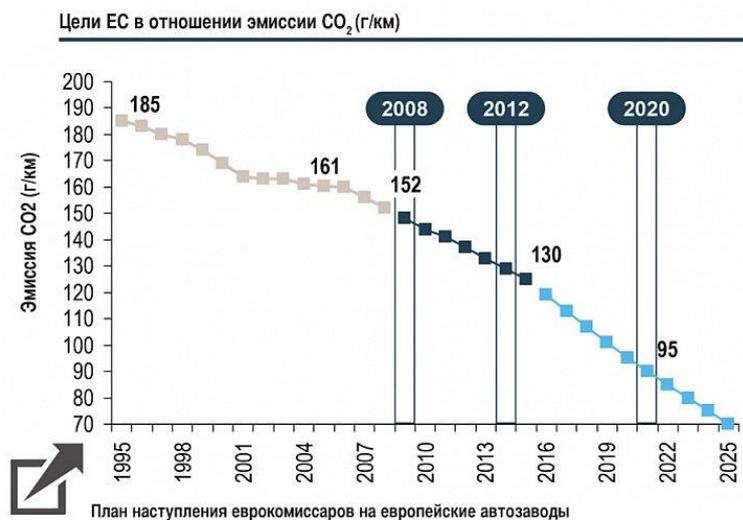


Рисунок 1.15 – Непрерывное уменьшение выбросов CO<sub>2</sub>, г/км в соответствии с требованиями современных экологических стандартов

Показательным является динамика изменения эмиссии CO<sub>2</sub>, г/км по испытательному циклу NEDC (рисунок 1.16).

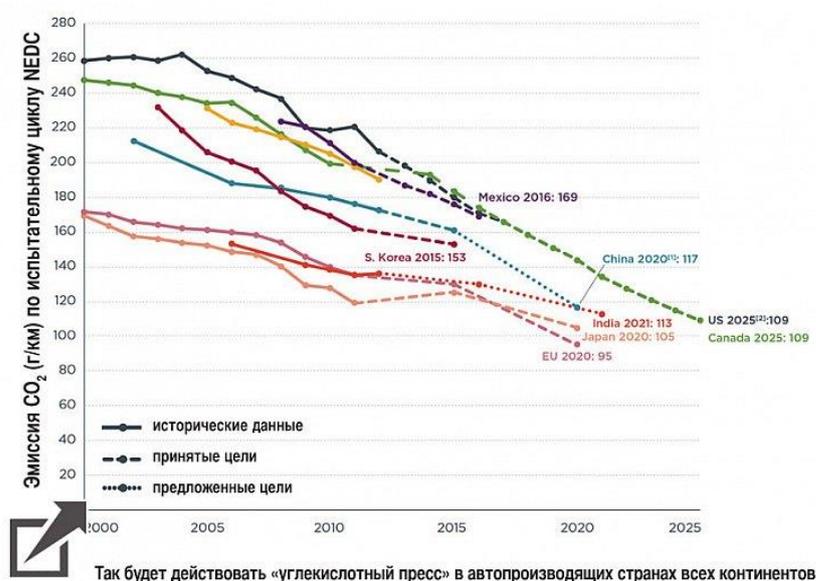
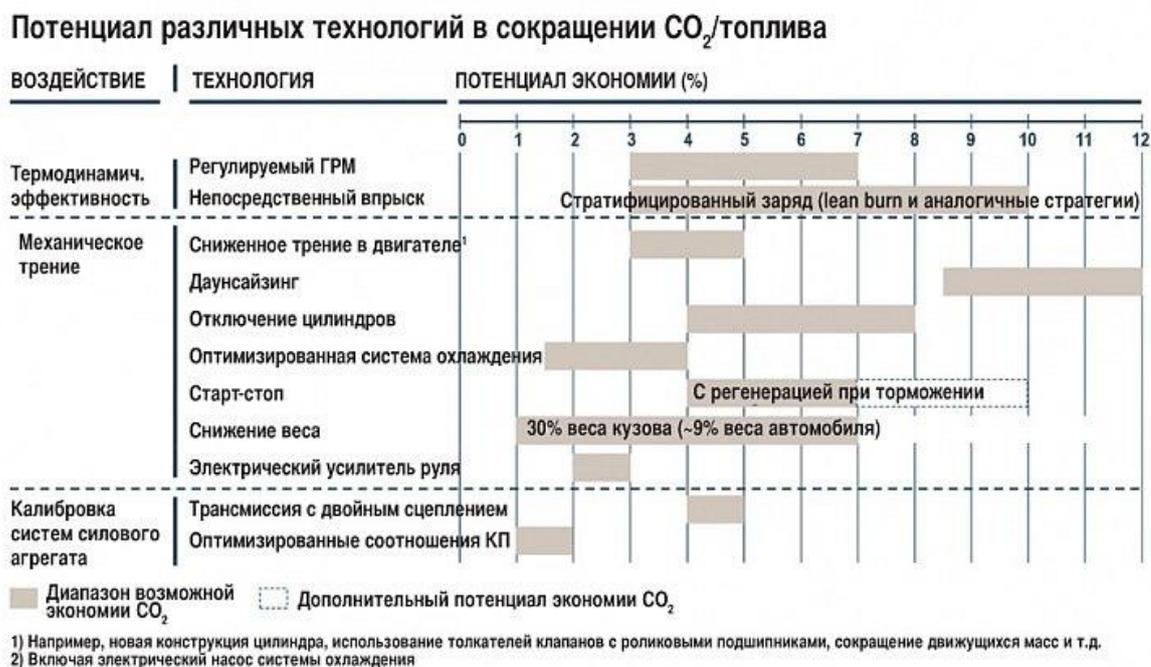


Рисунок 1.16 – Динамика изменения эмиссии CO<sub>2</sub>, г/км по испытательному циклу NEDC

Как видно из рисунка 1.16, нормативами предусматривается снижение выбросов до уровня 100 г/км и данная отметка не является пределом.

Большинство лидеров современного машиностроения перешли на данные нормативные цифры и разрабатывают конструктивные мероприятия по дальнейшему снижению выбросов CO<sub>2</sub>, как показано на рисунке 1.17.



Топливосберегающий потенциал различных технологий. Лидирует даунсайзинг

Рисунок 1.17 – Конструктивные мероприятия современных машиностроительных заводов по дальнейшему снижению выбросов CO<sub>2</sub>

Как видно из рисунка 1.17, на нем приведены различные конструктивные мероприятия и рассмотрены потенциальные резервы экономии, % в зависимости от вида технологии и охватываемого им воздействия. Даунсайзинг (рисунок 1.17) с такими технологиями, как стратифицированный заряд (непосредственный впрыск топлива) и система старт-стоп стоят на первом месте по эффективности. Непосредственно даунсайзинг дает 12% прироста экономии. Одновременно с направлением даунсайзинга, автомобильные заводы сохранили высокие значения мощностных показателей ДВС при минимальном расходе топлива и концентрации токсичных компонентов в отработавших газах.

Все эти нововведения без применения турбонаддува неминуемо привели бы к существенному снижению мощностных показателей ДВС. Однако

турбонаддув существенно расширил диапазон мощностей ДВС, сохранив ожидания рядовых автомобилистов. Так показательно выглядит следующий рисунок 1.18, где показаны различные мероприятия по степени эффективности с учетом удорожания автомобиля после установки конструктивного новшества.

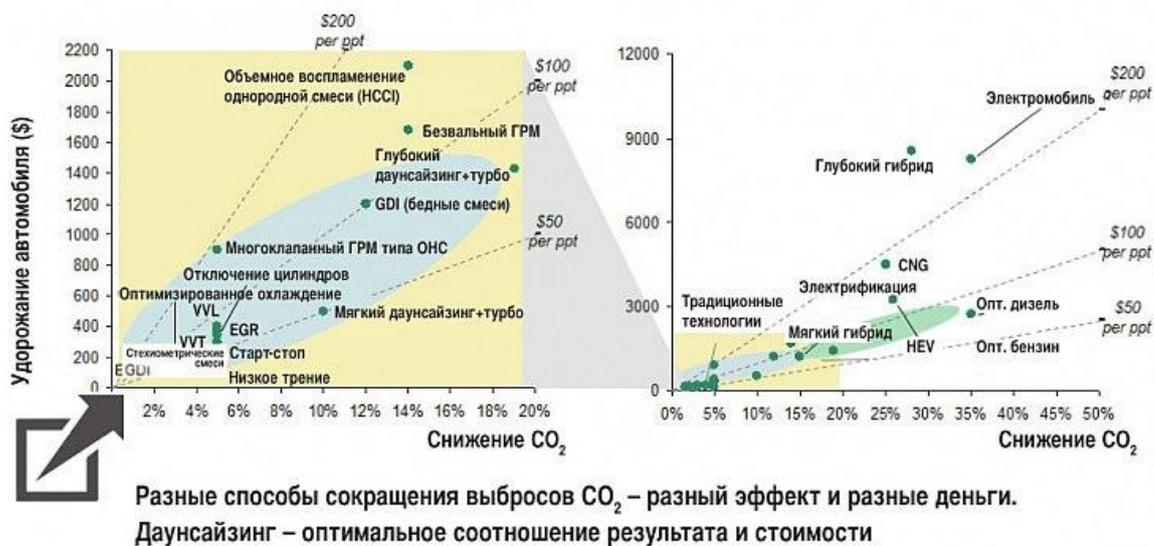


Рисунок 1.18 – Различные мероприятия по степени эффективности, % с учетом удорожания автомобиля, \$ после установки конструктивного новшества

Как видно из рисунка 1.18, глубокий даунсайзинг + турбонаддув приводят к значительному снижению CO<sub>2</sub>, которое доходит до значения в 20%. Однако эти мероприятия приводят к удорожанию на 1400 \$. Таким образом, при внедрении мероприятий даунсайзинга следует учитывать прибавочную стоимость автомобиля на выходе и находить решения по снижению стоимости. Так, показательным является изменение литража автомобилей по годам рисунок 1.19.

Из рисунка 1.19 видна существенная динамика и направленность на увеличение массы малолитражных автомобилей. Данная тенденция наблюдается как по дизельным, так и по бензиновым автомобилям.

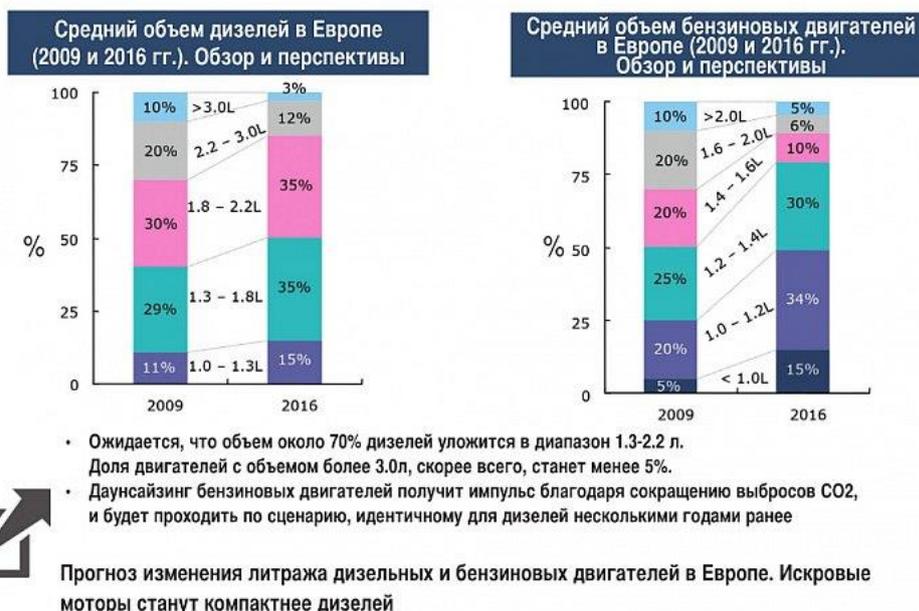


Рисунок 1.19 – Изменение литража автомобилей по годам

Удельная масса автомобилей с литровой мощностью 2 л и более в скором времени будет снижена до 10% и ниже. В связи с этим ожидается резкое увеличение числа форсированных автомобилей с применением турбонаддува рисунок 1.20.

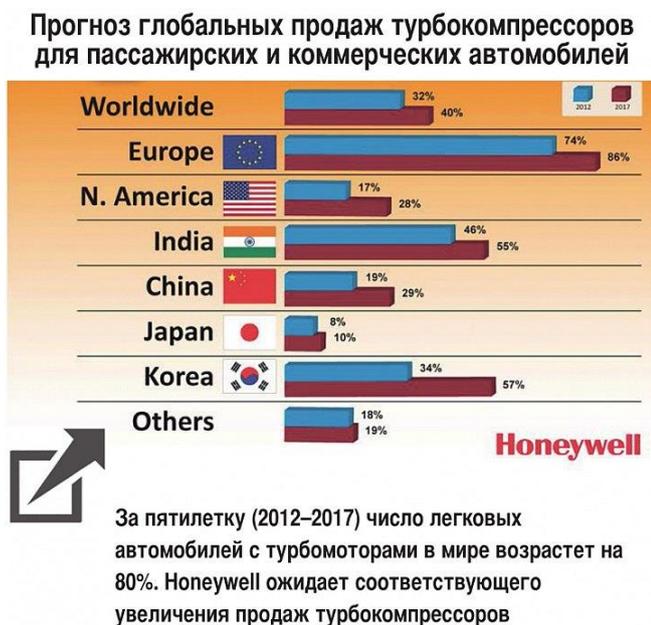


Рисунок 1.20 – Прогноз резкого увеличения числа форсированных автомобилей с применением турбонаддува

Тенденция роста числа автомобилей с турбонаддувом будет набирать обороты и к 2025 году большинство автомобильных заводов перейдут на

стандарт даунсайтинга. По данным ряда исследований турбонаддув обеспечивает снижение расхода топлива на 7–18%, а также выбросы токсичных компонентов на 5–20% в зависимости от конкретных условий. В то время как реализация гибридных автомобилей или полностью электрических потребует на порядок больших материальных затрат. Все это дает большое преимущество даунсайсингу, как направлению совершенствования автотранспорта. Тем более, что ситуация с коронавирусом в мире существенно замедлила процесс обновления автомобилей, приостановила переход автомобилизацию в область электромобилей, сократило число продаваемых автомобилей в мире. Таким образом, даунсайсинг имеет перспективы развития и совершенствования до 2030–2040 года. Уже сегодня на смену ДВС 8-ми цилиндровым приходят 6-ти цилиндровые, 6-ти цилиндровым – 4-х цилиндровые и данная замена не сказывается на ухудшении приемистости и мощности, заменяемых ДВС. Так уже в 2018 году автомобильный рынок Европы предложит всего 6% автомобилей с 2 литровыми ДВС. В отношении дизелей намечена та же тенденция – автомобили с ДВС рабочим объемом 3 литра составили 3-4%. Огромные ДВС V8 заменены на V6, а уменьшение мощности в них компенсировано установкой непосредственного впрыска топлива, автоматической регулировке ГРМ и установке системы twin turbo (не принимая во внимание ряд других существенных доработок). В итоге данный ДВС стал на 20% меньше выделять вредных веществ в атмосферу и на 13–17% улучшилась топливная экономичность ДВС.

Процесс активного применения даунсайсинга зародился относительно недавно, и его началом можно считать 100% установку на все дизельные ДВС турбонаддува. С точки зрения прибавки мощности и обеспечения экономичности это имело огромное значение для автомобилестроения всего мира. Уже несколько позже к турбонаддуву стали добавляться другие мероприятия по повышению единичной мощности: система Common Rail, непосредственный впрыск топлива в камеру сгорания, многокомпонентные каталитические нейтрализаторы, автоматическая регулировка фаз ГРМ и многие другие. Так как в области дизельного машиностроения процесс внедрения даунсайсинга уже существенно впереди, то следующие десятилетия конструктивное совершенствование в области турбонаддува коснется бензиновых ДВС.

В глобальной системе даунсайсинга можно выделить Ford Motor Company, автомобильная корпорация, которая на данный момент выпускает значительную серию ДВС под названием – EcoBoost. В данной серии присутствует большое количество ДВС, отличающихся выходными характеристиками, но превосходящих аналоги в плане реализации единичной мощности.

Вершиной автомобилестроения является миниатюрный 3-цилиндровый ДВС рабочим объемом 1 л (рисунок 1.21).



Рисунок 1.21 – Миниатюрный 3-цилиндровый ДВС рабочим объемом 1 л

Существенного прибавления мощности в нем добились за счет применения непосредственного впрыска топлива, автоматической регулировки фаз газораспределения и др. Облегченная турбина быстро набирает обороты до  $250000 \text{ мин}^{-1}$  работает на всех возможных режимах, включая запуск ДВС. За счет малой инерционности быстро обеспечивает прибавку мощности и высокий крутящий момент ДВС, который достигает значения  $150 \text{ Н}\cdot\text{м}$  в пределах частот вращения  $1300\text{-}4700 \text{ мин}^{-1}$ . Основой существенного прибавления мощности «мини-экобуста» является микротурбина марки Mitsubishi представленная на рисунке 1.22.



Рисунок 1.22 – Микротурбина марки Mitsubishi, дающая существенную прибавку мощности ДВС

Значительный интерес представляет собой применение 1 литрового ДВС EcoBoost Ford Focus III с двигателем 1 л. Однако при всем при том, мощность этого ДВС составляет 130 л.с. Это существенное достижение машиностроителей, которое повсеместно заменит многолитровые ДВС. Этот 1 л ДВС потребляет 5,1 литра топлива на 100 км пробега при том, что эмиссия  $\text{CO}_2$  у него составляет 105–112 г/км. ДВС выпускаемые ранее имели литровой объем 1,5 л, такую же мощность как у 1 литрового ДВС. Однако потребляли 6,5 литра на 100 км пробега. Эмиссия  $\text{CO}_2$  у них составляла 150–165 г/км. Общая масса ДВС была гораздо тяжелее, приращение составило 25–35 кг.

Большинство мощнейших автомобильных заводов встанут на технологии даунсайсинга. Так по прогнозным данным к 2021 году 40–42% европейских бензиновых ДВС будут иметь турбонаддув.

На сегодня уже установившийся тренд – пока существует турбонаддув, будет использоваться ДВС и все интеллектуальные системы. Таким образом, всем автомобильным заводам придется перейти на длительную технологию производства турбомоторов, масел к ним, систем управления, контроля и диагностирования при использовании по назначению. Конструктивные элементы, предложенные в данной научной работе актуальны и применимы в перспективе 10–15 лет.

Примерное распределение встречающихся неисправностей между системами и механизмами двигателя представлено в таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Примерное распределение встречающихся неисправностей между системами и механизмами двигателя

Системы и механизмы	Неисправности
Цилиндропоршневая группа	13,05
Кривошипно-шатунный механизм	17,87
Газораспределительный механизм	4,5
Турбокомпрессор	6,91
Система питания	22,59
Система охлаждения	10,42
Система смазки	3,95
Головка блока цилиндров	7,89

Все факторы, влияющие на безаварийную работу ТКР можно разделить на три категории (рисунок 1.23).



Рисунок 1.23 – Факторы, влияющие на безаварийную работу ТКР

Конструктивные факторы представлены на рисунке 1.24.



Рисунок 1.24 – Конструктивные факторы

Конструктивные факторы отчасти нами рассматриваются в дальнейшей работе, так как основное воздействие направлено на условия смазки.

Технологические факторы представлены на рисунке 1.25.



Рисунок 1.25 – Технологические факторы

Технологические факторы в основном формируются и совершенствуются на заводах, поэтому в наше рассмотрение не входят.

Наибольший интерес для исследователей представляют эксплуатационные факторы (рисунок 1.26).



Рисунок 1.26 – Эксплуатационные факторы

Рассмотрим эксплуатационные факторы подробнее.

Недостаточное поступление масла в ТКР из системы смазки двигателя ухудшает охлаждение и смазку подшипников ТКР, что может привести к заклиниванию ротора. При модернизации подшипникового узла ТКР следует учитывать режимы работы этого узла, его конструктивные особенности, характеристики всех элементов ТКР их взаимосвязь и взаимовлияние.

Упругие деформации, возникающие в корпусе ТКР при его работе, способствуют уменьшению зазоров между вращающимися и находящимися в статике деталями ТКР и как следствие они могут соприкоснуться, что неминуемо приведёт к удару, возрастанию потерь на трение, росту температуры ТКР, заклиниванию ротора и разрушению корпуса [7].

Чтобы избежать всех этих неприятностей (отказов) ведётся постоянное совершенствование конструкций подшипников турбокомпрессоров. Наряду с подшипниками скольжения ведутся работы по применению других видов подшипников с улучшенными характеристиками, это газодинамические подшипники (с газовой смазкой), подшипники качения, активные магнитные подшипники и т.д. [4, 5, 6]. Однако это не полностью решает проблемы повышения эксплуатационной надёжности турбокомпрессоров. Чтобы обеспечить повышение эксплуатационной надёжности нужно обеспечить

смазку и охлаждение подшипников в период выбега ротора ТКР при остановке двигателя и ограничить время его выбега.

Анализ научных исследований по данной теме показал, что хотя конструкторами и учёными ведутся активная работа и исследования по увеличению эксплуатационной надёжности турбокомпрессоров, но единого мнения среди учёных по способам решения этой проблемы нет, и эта задача до конца не решена [6, 8].

Статистика отказов современных турбокомпрессоров позволяет сделать следующие выводы:

1. Доля отказов турбокомпрессоров составляет примерно 7–30% от общего объёма отказов двигателей.

2. Наибольшее число отказов турбокомпрессоров приходится на подшипниковый узел, его надёжность недостаточна.

3. Основное влияние на надёжность подшипникового узла оказывает локальный перегрев деталей ТКР, закоксовывание остатков смазочного масла в масляных каналах и возникающее вследствие этого масляное голодание, а также режим сухого трения в период останова двигателя.

4. Значительное влияние на процессы, возникающие в парах трения турбокомпрессора, оказывает режим работы двигателя перед остановом. Резкая остановка двигателя (оснащённого газотурбинным наддувом) после работы на высоких оборотах и нагрузке приводит к выходу ТКР из строя.

## **1.6 Контрольные вопросы**

1. Что представляет собой турбонаддув современных транспортных средств?

2. Какие преимущества приобретает транспортное средство при оснащении системой турбонаддува?

3. Перечислите возможные пути увеличения мощности транспортных средств и ранжируйте их по степени эффективности.

4. Перечислите виды наддува и укажите их особенности.

5. Основные недостатки двигателей, оснащенных турбонаддувом.

6. Отказы системы турбокомпрессорного наддува по сравнению с другими системами автотракторных двигателей.

7. Перечислите основные причины отказов турбокомпрессоров.

8. Наддувные и безнаддувные автотракторные средства. Сравнить статистику отказов. Какие системы чаще отказывают при наличии турбонаддува?

9. Перечислить неисправности двигателей, которые приводят к отказам системы турбонаддува.

10. Как изменилась современная статистика распределения неисправностей двигателей с турбонаддувом по сравнению с 2011 – 2017 годами?

11. В чем заключается принцип турбосайсинга?

12. Распределение турбокомпрессоров по типу применяемой системы на автомобиле. Сравнение возможностей.

13. Перечислите особенности исследования режимов работы турбокомпрессоров и обеспечения их надежности.

14. Научные исследования в области контроля параметров выбега вращающихся валов турбокомпрессора. В чем особенности?

15. Совершенствование подшипников турбокомпрессоров и системы смазки. В чем состоят особенности работ данного направления?

16. Диагностические методы контроля систем двигателя и подшипниковых узлов турбокомпрессоров.

17. Автономные системы смазки и дополнительные устройства смазки. В чем проявляется их эффективность?

18. Использование гидроаккумуляторов в системе смазки турбокомпрессора.

19. Проблемы помпажных явлений в турбокомпрессорной технике.

20. Метод контроля характеристик выбега и разгона вала ротора турбокомпрессора.

21. Перечислите возможные направления повышения надежности современных транспортных средств с турбонаддувом.

22. Современные экологические стандарты и требования к системам турбонаддува.

23. Различные мероприятия по степени эффективности, % с учетом удорожания автомобиля, \$ после установки конструктивного новшества.

24. Факторы, влияющие на надежность турбокомпрессора.

25. Основные эксплуатационные факторы и их действие на автотракторные средства с турбонаддувом.

## 2 ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ВЫБЕГА ВАЛА РОТОРА И СМАЗКИ ПОДШИПНИКОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА

### 2.1 Исходные данные для моделирования процесса подпитки подшипника турбокомпрессора гидроаккумулятором

Время поступления масла к узлам гидроаккумулятора и ТКР зависит от технического состояния двигателя, конструктивных особенностей системы смазки и ТКР, вязкостно-температурных характеристик масла и производительности масляного насоса [5, 6, 11].

Время поступления масла можно определить из выражения:

$$\tau_{зап} = \frac{V_{см} - V_{ост}}{Q_{д} - Q_{ут}}, \quad (2.1)$$

где  $V_{см}$  – объём смазочной системы, л;  $V_{ост}$  – объём масла, который остаётся в смазочной системе (масло не стекает из фильтров, частично остаётся в маслопроводах и магистралях, в гидроаккумуляторе), л;  $Q_{д}$  – действительная производительность масляного насоса, л/мин;  $Q_{ут}$  – величина утечек из системы смазки в картер за единицу времени, л/мин.

Определить величину утечек масла в картер можно из следующего выражения:

$$Q_{ут} = Q_{диф} + Q_{ред} + Q_{чф} + Q_{уз}, \quad (2.2)$$

где  $Q_{диф}$  – расход масла через дифференциальный, перепускной клапан (перепуск масла во всасывающую магистраль насоса), л/мин;  $Q_{ред}$  – расход масла через редукционный клапан, л/мин;  $Q_{чф}$  – расход масла через полнопоточный фильтр, л/мин;  $Q_{уз}$  – суммарная утечка масла через узлы и сопряжения двигателя, л/мин.

На время поступления масла влияет множество факторов. Если основным фактором принять низкую скорость фильтрации при холодном пуске ДВС, то время задержки будет определяться следующим выражением:

$$\tau_{зап} = \frac{V_{см} - V_{ост} - V_{га}}{Q_{пф} + \alpha_{кф} Q_{кф}}, \quad (2.3)$$

где  $V_{см}$  – суммарный объём смазочной системы двигателя, л;  $V_{ост}$  – остаточный объём масла в смазочной системе от предыдущей работы двигателя, л;  $V_{га}$  – объём масла, который остается в гидроаккумуляторе, л;  $\alpha_{кф}$  – коэффициент, учитывающий колебательный процесс клапана фильтра;  $Q_{пф}$  – расход масла через полнопоточный фильтр, л/мин;  $Q_{кф}$  – расход масла через перепускной клапан фильтра, л/мин.

Расход масла через поры полнопоточного фильтра можно записать в виде:

$$Q_{пф} = Z_{пф} \frac{\Delta P}{\delta_{ф} \cdot \eta}, \quad (2.4)$$

где  $\Delta P$  – перепад давления на фильтроэлементе полнопоточного фильтра, Па;  $\eta$  – динамическая вязкость масла, Па·с;  $Z_{пф}$  – проницаемость специального пористого материала фильтра;  $\delta_{ф}$  – суммарная толщина фильтрующей перегородки, м.

Пропускная способность перепускного клапана определяется выражением:

$$Q_{кф} = \mu_{кф} f_{щ} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (2.5)$$

где  $\mu_{кф}$  – коэффициент расхода перепускного клапана;  $f_{щ} \approx \pi \cdot d_{кф} \cdot h \cdot \sin \beta_{кф}$  – площадь кольцевой щели (сечения) клапана, м<sup>2</sup>;  $d_{кф}$  – диаметр отверстия перепускного клапана, м;  $h$  – максимальная высота

поднятия перепускного клапана, м;  $\beta_{кф}$  – угол конуса перепускного клапана;  $\Delta P$  – перепад давления в перепускном клапане, Па.

Экспериментальный коэффициент расхода  $\mu_{кф}$  зависит от числа Рейнольдса, который определяется из выражения:

$$Re = \frac{2h}{\nu} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (2.6)$$

где  $\nu$  – кинематическая вязкость масла.

При малых значениях Re данная зависимость приближается к линейной:

$$\mu_{кф} = k \frac{2h}{\nu} \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}}, \quad (2.7)$$

где k – коэффициент пропорциональности (определяется экспериментально).

В окончательном виде выражение для расхода масла через перепускной клапан можно представить:

$$Q_{кф} = 4k\pi d_{кф} h^2 \sin \beta_{кф} \frac{\Delta P}{\eta}, \quad (2.8)$$

Таким образом, с учетом всех составляющих время запаздывания поступления масла к узлам гидроаккумулятора и ТКР:

$$\tau_{зап} = \frac{\eta}{\Delta P} \left( \frac{V_{см} - V_{ост} - V_{га}}{\frac{Z_{пф}}{\delta_{ф}} + 4\alpha_{кф} k \pi d_{кф} h^2 \sin \beta_{кф}} \right), \quad (2.9)$$

где  $\alpha_{кф}$  – экспериментальный коэффициент, характеризующий зависимость расхода клапана от числа Re;  $d_{кф}$  – диаметр отверстия клапана, м;  $h$  – максимальная высота поднятия клапана, м;  $\beta_{кф}$  – угол конуса клапана.

Таким образом, время запаздывания прямо пропорционально вязкости масла и обратно пропорционально перепаду давления на полнопоточном фильтре. В ходе эксплуатации по мере загрязнения полнопоточного фильтра и масла время запаздывания возрастает. Перепад давления при запуске ДВС сначала растёт до определённой величины, а затем, по мере заполнения системы маслом, начинает снижаться [6]. Вязкость масла также является переменной. Она снижается по мере прогрева масла [1].

Рассмотрим возможные варианты работы системы смазки турбокомпрессора ДВС:

1. При запуске двигателя внутреннего сгорания.
2. При работе на холостом ходу.
3. При штатной работе двигателя внутреннего сгорания с номинальной частотой вращения коленчатого вала.
4. При внезапной или аварийной остановке двигателя внутреннего сгорания.

Возможен вариант реализации процесса запуска ДВС:

1. При  $P_{ГА} = 0$  (давление гидроаккумулятора равно нулю).

В этом случае можно записать уравнение общего баланса расхода масла:

$$V_{ОБЩ} = V_{ГА} + V_{ПТКР}, \quad (2.10)$$

где  $V_{ОБЩ}$  – общее поступление масла в магистраль питания подшипника, л/мин;  $V_{ГА}$  – объем масла поступающий в гидроаккумулятор, л/мин;  $V_{ПТКР}$  – объем масла поступающего к подшипнику ТКР.

В этом случае в систему смазки необходимо подать наибольшее количество масла, т.к.  $P_{ГА} = 0$  и время запаздывания смазки будет максимальным.

$$\tau_{ЗАП} = \frac{V_{СМ} - V_{ОСТ} - V_{ГА}^{MIN}}{Q_{ПФ} + \alpha_{КФ} Q_{КФ}}, \quad (2.11)$$

Во втором случае при  $P_{ГА} = VAR$  (давление в гидроаккумуляторе равно любому промежуточному значению). Требуется меньшая подача масла к

гидроаккумулятору и в магистраль питания подшипника. Это не самый лучший, но наиболее вероятный вариант реализации запуска ДВС.

$$\tau_{зап} = \frac{V_{CM} - V_{OCT} - V_{ГА}^{VAR}}{Q_{ПФ} + \alpha_{КФ} Q_{КФ}}, \quad (2.12)$$

В третьем случае  $P_{ГА} = MAX$ . Наилучший вариант для реализации запуска ДВС, так как гидроаккумулятор заряжен полностью и время поступления масла к подшипникам ТКР принимает минимальное значение.

В этом случае запишем условие:

$$\tau_{зап} = \frac{V_{CM} - V_{OCT} - V_{ГА}^{MAX}}{Q_{ПФ} + \alpha_{КФ} Q_{КФ}}, \quad (2.13)$$

Добавление в систему смазки двигателя гидроаккумулятора отразится на общем тепловом балансе системы. Будет отведено дополнительное количество тепла от элементов ТКР. В связи с этим рассмотрим тепловой баланс для корпуса ТКР и подшипника, а также уточним уравнение теплового баланса.

## 2.2 Составление условия теплового баланса для элементов турбокомпрессора

Рассмотрим тепловой баланс для корпуса ТКР и подшипника. Одно из основных назначений гидроаккумулятора заключается в подаче масла в момент выбега ротора ТКР. Именно в этот момент существенно возрастает температура масла в зазоре подшипника. При подаче в этот момент масла при помощи гидроаккумулятора лавинный рост температуры предотвращается.

Так тепловой баланс для корпуса ТКР запишем [11]:

$$c_1 m_1 \frac{dT_{ТКР}}{d\tau} = -q_{OT}, \quad (2.14)$$

где  $c_1$  – удельная теплоемкость материала корпуса турбины,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;  $m_1$  – масса ТКР, кг;  $T_{\text{ТКР}}$  – температура корпуса ТКР, °С;  $\tau$  – время процесса воздействия температуры, с;  $q_{\text{от}}$  – отвод тепла от ТКР подшипнику и в окружающую среду.

Отвод тепла от ТКР подшипнику и в окружающую среду:

$$q_{\text{от}} = q_{\text{п}} + q_{\text{окр}}, \quad (2.15)$$

где  $q_{\text{п}}$  – общее тепло, отведенное к подшипнику ТКР;  $q_{\text{окр}}$  – тепло, отведенное и рассеянное в окружающую среду.

Так общее тепло, отведенное к подшипнику ТКР определим из выражения:

$$q_{\text{п}} = \alpha_1 F_1 (T_{\text{ТКР}} - T_{\text{п}}), \quad (2.16)$$

где  $\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от ТКР подшипнику, Вт/м·°С;  $F_1$  – площадь поверхности отвода тепла от турбины к подшипнику, м<sup>2</sup>;  $T_{\text{ТКР}}$ ,  $T_{\text{п}}$  – температуры соответственно ТКР и подшипника, °С.

Тепло, отведенное и рассеянное в окружающую среду определяется [16]:

$$q_{\text{окр}} = \alpha_2 F_2 (T_{\text{ТКР}} - T_{\text{окр}}), \quad (2.17)$$

где  $\alpha_2$  – коэффициент теплоотдачи от ТКР в окружающую среду, Вт/м·°С;  $F_2$  – площадь поверхности отвода тепла от турбины в окружающую среду, м<sup>2</sup>;  $T_{\text{ТКР}}$ ,  $T_{\text{окр}}$  – температуры соответственно ТКР и окружающей среды, °С.

Запишем тепловой баланс для подшипника:

$$c_2 m_2 \frac{dT_{\text{п}}}{d\tau} = q_{\text{п}} - q_{\text{окрп}}, \quad (2.18)$$

где  $c_2$  – удельная теплоемкость материала подшипника,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ ;  $m_2$  – масса подшипника, кг;  $q_{\text{окрп}}$  – отвод тепла от подшипника в окружающую среду.

Отвод тепла от подшипника в окружающую среду запишем в виде:

$$q_{\text{окрп}} = \alpha_3 F_3 (T_{\text{п}} - T_{\text{окр}}), \quad (2.19)$$

где  $\alpha_3$  – коэффициент теплоотдачи от подшипника турбокомпрессора в окружающую среду,  $\text{Вт/м} \cdot \text{°С}$ ;  $F_3$  – площадь поверхности отвода тепла от подшипника турбокомпрессора к окружающей среде,  $\text{м}^2$ .

Баланс тепла для случая применения в системе смазки гидроаккумулятора:

$$c_2 m_2 \frac{dT_{\text{п}}}{dt} = q_{\text{п}} - q_{\text{окрп}} - q_{\text{га}}, \quad (2.20)$$

где  $q_{\text{га}}$  – отвод тепла от подшипника в масло при использовании гидроаккумулятора.

Отвод тепла от подшипника в масло при использовании гидроаккумулятора определим из выражения:

$$q_{\text{га}} = \alpha_{\text{га}} F_{\text{га}} (T_{\text{п}} - T_{\text{м}}), \quad (2.21)$$

где  $\alpha_{\text{га}}$  – коэффициент теплоотдачи от подшипника в масло при использовании гидроаккумулятора,  $\text{Вт/м} \cdot \text{°С}$ ;  $F_{\text{га}}$  – площадь отвода тепла при использовании гидроаккумулятора,  $\text{м}^2$ ;  $T_{\text{м}}$  – температура масла,  $\text{°С}$ .

Таким образом, часть тепла при использовании гидроаккумулятора будет отведено от подшипника в масло. Количество тепла будет зависеть от количества масла прокачиваемого в зазор, его начальной температуры и свойств. В любом случае это кардинально меняет процесс смазки подшипника при выбеге. Рассмотрим процесс выбега ротора ТКР в штатном режиме и при использовании гидроаккумулятора.

### 2.3 Составление условия баланса мощностей ТКР

В условиях эксплуатации возможны варианты работы турбокомпрессора в режимах неблагоприятной смазки [9]. Так запуск двигателя часто сопровождается запаздыванием поступления масла к подшипникам ТКР, это вызывает повышенное трение в зазорах, и как следствие увеличенный износ [5]. При глушении ДВС также возможны варианты перегрева масла в зазорах, повышенное трение и отказ подшипников [10]. И в рядовой эксплуатации по мере износа подшипника ТКР утечки возрастают и возникают режимы полусухого трения, а также это явление свойственно режимам резкого снижения частоты вращения ДВС [11]. Рассмотрим теоретические аспекты работы турбокомпрессора, сопровождающие его процессы подачи масла и смазки подшипников, а также возможные варианты нарушения эксплуатационных режимов [7]. В общем виде можно записать уравнение баланса мощности ТКР в условиях эксплуатации:

$$N_e = N_{\text{ТКР}} - N_{\text{ТР}}, \quad (2.22)$$

где  $N_e$  – мощность, реализуемая на выходе компрессорного колеса, Вт;  $N_{\text{ТКР}}$  – суммарная мощность реализуемая турбокомпрессором, Вт;  $N_{\text{ТР}}$  – мощность расходуемая на трение в подшипнике турбокомпрессора, Вт.

Мощность, затрачиваемую на трение в подшипнике ТКР можно записать:

$$N_{\text{ТР}} = N_3 - N_{\text{ТОР}}, \quad (2.23)$$

где  $N_3$  – мощность, затрачиваемая на трение в рабочих зазорах подшипника турбокомпрессора, Вт;  $N_{\text{ТОР}}$  – мощность, затрачиваемая на гидropотери в масляном слое, Вт.

Мощность, затрачиваемая на гидравлические потери в масляном слое, складывается из суммы потерь:

$$N_{\text{ТОР}} = N_{\text{КИН}} + N_0, \quad (2.24)$$

где  $N_{кин}$  – мощность затрачиваемая на продавливание масла в зазор и удержание слоя масла в зазоре, Вт;  $N_0$  – суммарные остаточные гидравлические потери, Вт.

Как показывает практика измерения и расчетов величины давления на входе в подшипник и в дальнейшем к поверхности вала его величина снижается на составляющую от действия центробежных сил, что запишем в виде:

$$P_B = P_M - \frac{\gamma \cdot r^2 \omega^2}{2g}, \quad (2.25)$$

где  $P_B$  – давление на поверхности вала ТКР, Па;  $P_M$  – давление на входе в подшипник ТКР, Па;  $\gamma$  – удельный вес масла  $\text{г/м}^3$ ;  $r$  – радиус вала, м;  $\omega$  – угловая скорость вращения вала ТКР, рад/с;  $g$  – ускорение силы тяжести,  $\text{м/с}^2$ .

Таким образом, для поступления масла к подшипнику и дальнейшего его продавливания в зазор необходимо придать ему дополнительную энергию.

На практике при попытке стронуть вал на малой частоте вращения возникает эффект стопорения, когда вал прижимается давлением масла и не раскручивается.

Эта дополнительная мощность, затрачиваемая на увлечение масла в зазор, определяется по формуле:

$$N_{кин} = 0,5 \cdot \rho \cdot Q \cdot \omega^2 \cdot r^2, \quad (2.26)$$

где  $\rho$  – плотность масла,  $\text{кг/м}^3$ ;  $Q$  – расход масла через подшипник ТКР, л/мин.

Составляющая  $N_{кин}$  при расчетах принимает значение до 40 кВт, это очень существенные потери мощности, которые фактически избежать невозможно.

Составляющая уравнения ( $N_0$ ) имеет гораздо меньшее значение, однако ее контроль на минимальном уровне очень важен в практике эксплуатации. Рассмотрим результаты исследования серийных и доработанных подшипников турбокомпрессора А. Т. Кулакова и А. С. Денисова [1, 4, 8]. Представим их в виде данных таблицы 2.1 и рисунка 2.10.

Таблица 2.1 – Зависимость расхода масла через подшипник турбокомпрессора от частоты вращения коленчатого вала ДВС

$Q_{п}$ , л/мин	$n$ , мин <sup>-1</sup>				
	600	1000	1500	2000	2500
1. Серийный узел трения	2,15	3,52	4,51	4,92	5,01
2. С усовершенствованным узлом трения	1,10	2,01	3,02	3,82	4,19
3. ТКР марки «Швитцер» с современным узлом трения	0,52	0,61	0,91	1,22	1,87

Как видно из рисунка 2.1 исследователям А. Т. Кулакову, А. С. Денисову и их ученикам удалось увеличить расход масла через подшипник ТКР [1, 3, 8].

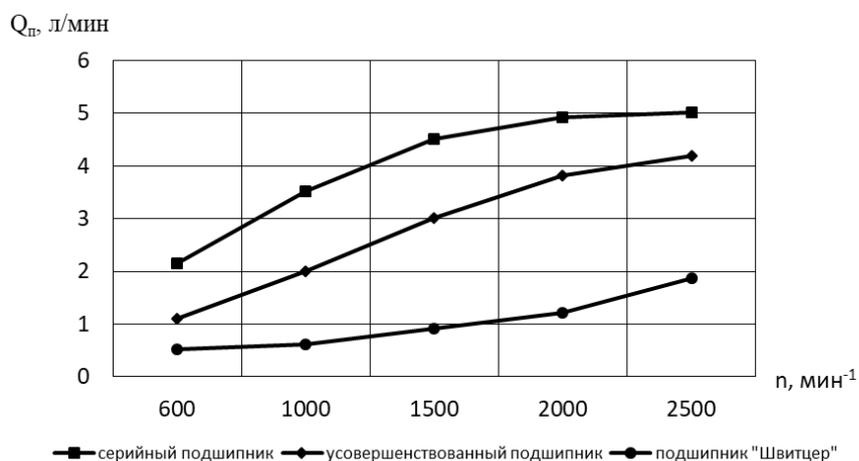


Рисунок 2.1 – Зависимость параметра  $Q_{п}$ , л/мин от частоты вращения коленчатого вала ДВС  $n$ , мин<sup>-1</sup>

По их данным, применение таких технических решений, как автономная смазочная система, использование гидроаккумулятора, совершенствование конструкции подшипников увеличивает время выбега ротора ТКР на 3–10% в период наработки до 100 тыс. км ДВС. Главным образом, эффект заключается в увеличении расхода масла через элементы ТКР и поддержании величины давления на номинальном уровне. Рассмотрим результаты исследования А. Т. Кулакова и А. С. Денисова по контролю расхода масла через подшипник турбокомпрессора марки ТКР-7, которые приведены на рисунке 2.2.

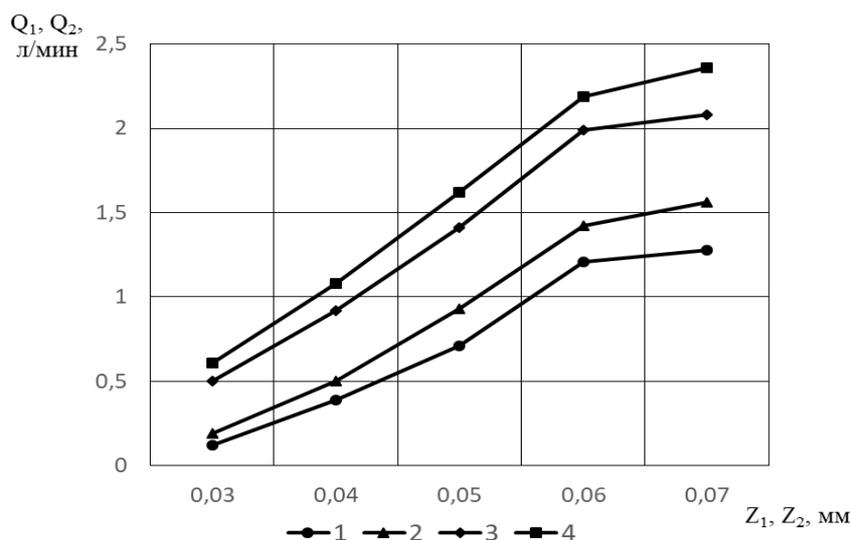


Рисунок 2.2 – Исследования А. Т. Кулакова и А. С. Денисова: 1 и 3 — зависимость расхода масла  $Q_1$ , л/мин через втулку со стороны компрессора радиального подшипника от зазора  $Z_1$ , мм в конструкции без канавки и с ней; 2 и 4 — зависимость расхода масла  $Q_2$ , л/мин через втулку со стороны турбины радиального подшипника от зазора  $Z_2$ , мм в конструкции без канавки и с ней

Анализ данных представленных на рисунке 2.2 показывает, что со стороны турбины подается больший объем масла и соответственно эта часть подшипника находится в лучших условиях смазки.

К тому же наличие специальной канавки обеспечивает больший расход масла, а, следовательно, и лучшее охлаждение подшипника и вала ТКР.

В тот же момент наряду с увеличением расхода масла через подшипник ТКР очень важно обеспечить низкое гидравлическое сопротивление поступающему маслу, что показано на рисунке 2.3.

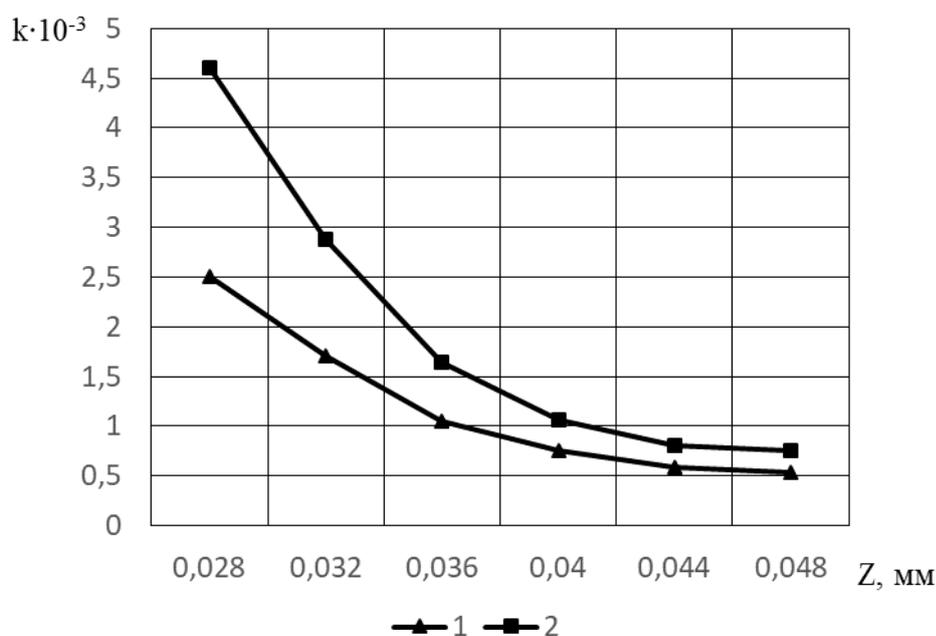


Рисунок 2.3 – Зависимость коэффициента гидравлического сопротивления  $k \cdot 10^{-3}$ , от среднеинтегрального зазора радиального подшипника  $Z$ , мм в конструкции без маслораспределительной канавки (2) и с ней (1)

Анализ данных на рисунке 2.3 показывает, что при наличии канавки гидравлическое сопротивление снижается. Исчезает запирающий эффект, который имеет место в большинстве современных ТКР.

Существенное влияние на прокачиваемость масла оказывает вязкость масла и ее вариация в пределах рабочих режимов эксплуатации. При запуске в зимнее время и неподготовленном старте ДВС вязкость масла в 5–35 раз выше, чем на эксплуатационном режиме работы ТКР [3, 4, 16]. В итоге возникает комплекс нежелательных эффектов и проявлений, затрудняющих нормальное функционирование ДВС и в частности ТКР.

Перечислим основные и рассмотрим возможность их преодоления:

- 1) Существенное механическое сопротивление и большие механические потери при прокручивании на старте.
- 2) Значительное гидравлическое сопротивление, приводящее к недостатку поступающего объема масла в зазор подшипника ТКР.
- 3) Повышенный износ узлов трения ТКР.

## 2.4 Теоретическое исследование процесса выбега вала ротора ТКР

### 2.4.1 Процесс выбега вала ротора турбокомпрессора при $n=40000 \text{ мин}^{-1}$

В исследованиях авторов Гриценко А.В., Бурцева А.Ю. [6, 12] приводятся результаты контроля выбега ротора ТКР, возьмем за основу эти исследования и рассмотрим параметры выбега ротора ТКР при  $40000 \text{ мин}^{-1}$ . Графическая зависимость частоты вращения  $n$ , рад/с от времени  $t$ , с при штатном выбеге турбокомпрессора показана на рисунке 2.4.

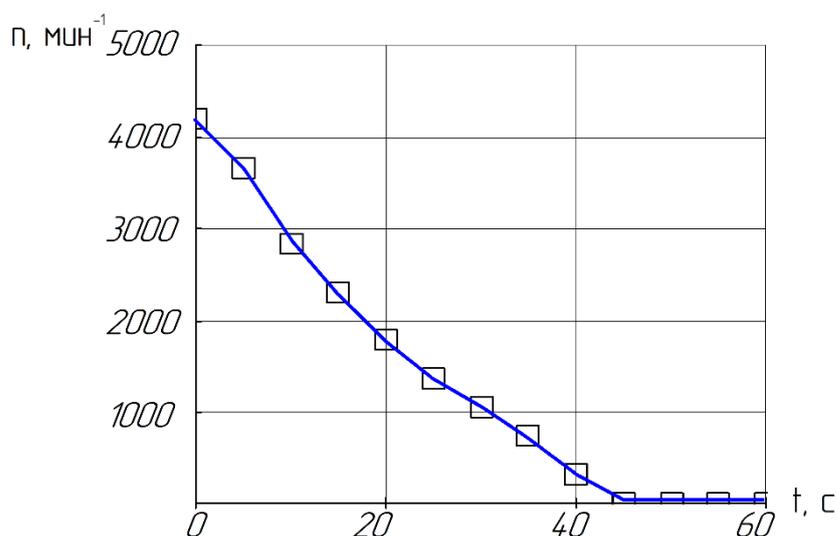


Рисунок 2.4 – Теоретическая зависимость частоты вращения от времени при штатном выбеге турбокомпрессора

Зависимость на рисунке 2.4 описывается квадратичным уравнением:

$$\omega(t) = 4251 - 148,078 \cdot t + 1,274 \cdot t^2, \quad (2.27)$$

где  $t$  – время выбега, с.

Чтобы определить тормозной момент при реализации свободного выбега ротора ТКР-11 необходимо вычислить замедление, которое может быть получено путем взятия первой производной от уравнения (2.27). В результате получим:

$$\varepsilon = \omega(t)' = -148,078 + 2,548 \cdot t, \quad (2.28)$$

Из уравнения (2.28) следует, что скорость ротора ТКР снижается по квадратичному закону. Замедление же на всем протяжении графика имеет линейный вид, что показано на рисунке 2.5, где представлена зависимость замедления  $\varepsilon$ , рад/с<sup>2</sup> от времени выбега  $t$ , с.

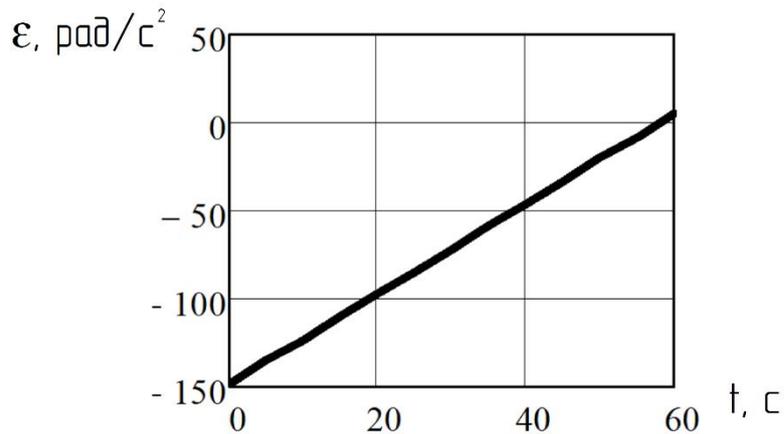


Рисунок 2.5 – Зависимость расчетной величины замедления (по уравнению 2.28) от времени выбега

Чтобы в свою очередь определить тормозной момент  $M_{тор}$ , необходимо значения замедления, представленные на рисунке 2.5 умножить на момент инерции ротора ТКР, который можно взять из паспортных данных любого серийного турбокомпрессора. После перемножения получим выражение для определения величины тормозного момента  $M$ , Н·м от времени выбега  $t$ , с:

$$M = J \cdot (-148,078 + 2,548 \cdot t), \quad (2.29)$$

где  $J$  – момент инерции ротора ТКР, кг·м<sup>2</sup>.

Вычислим значения тормозного момента в штатном режиме выбега ротора ТКР путем подстановки времени выбега в выражение (2.29), в результате получим зависимость на рисунке 2.6.

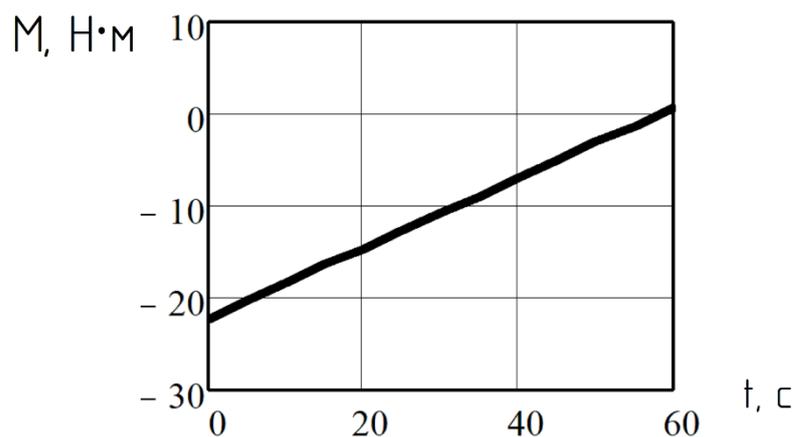


Рисунок 2.6 – Теоретическая зависимость тормозного момента в штатном режиме выбега ротора ТКР от времени выбега

Анализ данных, представленных на рисунке 2.6 показывает, что тормозной момент в штатном режиме свободного выбега изменяется по линейному закону и может быть описан уравнением  $M = a + b \cdot t$ , где коэффициент  $b$  влияет на наклон характеристики тормозного момента.

#### 2.4.2 Теоретическое исследование параметров выбега вала ротора турбокомпрессора с использованием гидроаккумулятора при $n=40000$ мин<sup>-1</sup>

В результате обработки данных работ [6, 12, 15] была построена зависимость частоты вращения  $n$ , рад/с от времени  $t$ , с при выбеге ротора турбокомпрессора с подключённым гидроаккумулятором (рисунок 2.7).

Теоретическую зависимость, представленную на рисунке 2.7 можно представить в виде выражения:

$$\omega(t) = 4154 - 87,697 \cdot t + 0,326 \cdot t^2, \quad (2.30)$$

где  $t$  – время выбега, с.

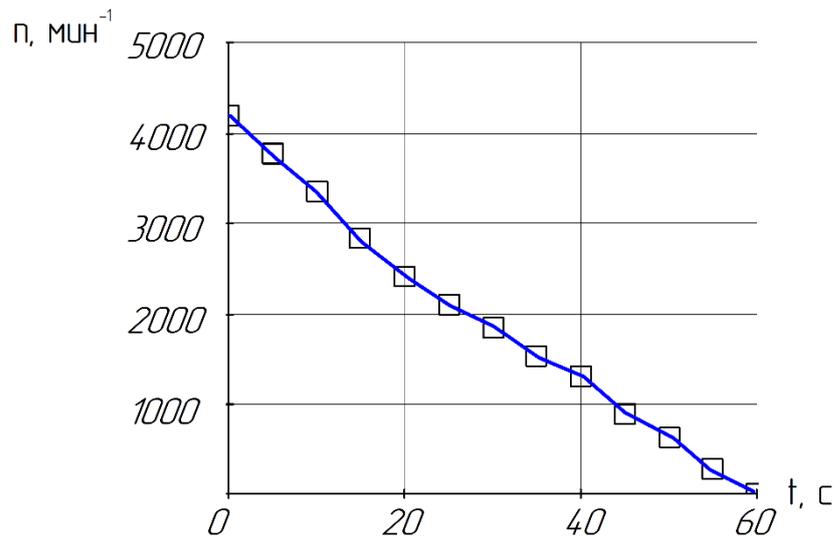


Рисунок 2.7 – Теоретическая зависимость частоты вращения от времени при подключенном гидроаккумуляторе

Как видно из рисунка 2.7, процесс выбега при подпитке гидроаккумулятором продолжается более длительное время по сравнению с штатным выбегом без гидроаккумулятора. Это говорит о снижении трения в подшипнике ТКР, что исключает режим сухого и полусухого трения. Однако удлиняет процесс выбега.

Для возможности определения тормозного момента в процессе выбега с гидроаккумулятором необходимо определить замедление, для чего было произведено вычисление первой производной из уравнения (2.30):

$$\varepsilon = \omega(t)' = -87,697 + 0,652 \cdot t, \quad (2.31)$$

Замедление при выбеге ротора ТКР с гидроаккумулятором изменяется по линейному закону. Величина замедления составляет меньшую величину по сравнению с штатным выбегом без гидроаккумулятора.

Подставляя в выражение (2.31) значение времени выбега была получена теоретическая зависимость замедления  $\varepsilon$ , рад/с<sup>2</sup> от времени выбега t, с при выбеге с подключенным гидроаккумулятором (рисунок 2.8).

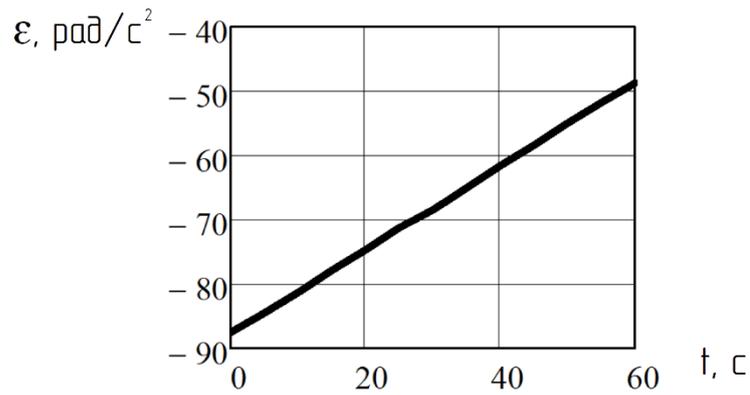


Рисунок 2.8 – Теоретическая зависимость замедления от времени выбега при выбега с подключенным гидроаккумулятором

Чтобы получить значения величин тормозного момента  $M_{\text{тор}}$ , необходимо, как было сказано ранее, значения величин замедления в режиме выбега с подключенным гидроаккумулятором по рисунку 2.8 умножить на момент инерции ротора ТКР (паспортная величина для серийных ТКР). В результате получена теоретическая зависимость тормозного момента  $M$ ,  $H \cdot m$  от времени выбега  $t$ , с в режиме выбега с подключенным гидроаккумулятором (рисунок 2.9).

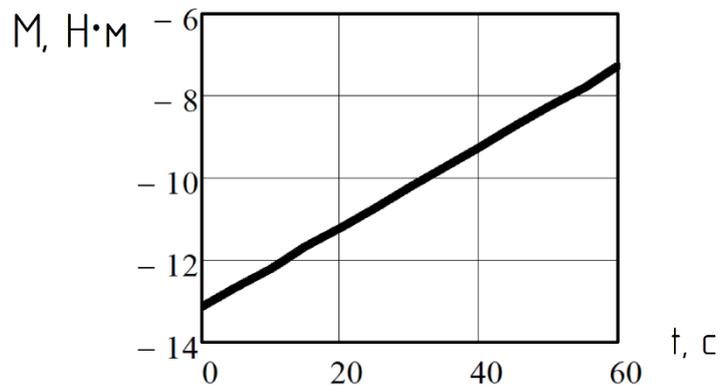


Рисунок 2.9 – Теоретическая зависимость тормозного момента от времени выбега в режиме выбега с подключенным гидроаккумулятором

Зависимость, представленная на рисунке 2.9 описывается уравнением:

$$M = J \cdot (-87,697 + 0,652 \cdot t), \quad (2.32)$$

Как видно зависимость на рисунке 2.9 представлена линейной функцией описываемой уравнением  $M = a + b \cdot t$ , где коэффициент  $b$  характеризует скорость убывания времени выбега турбокомпрессора при выбеге с подключенным гидроаккумулятором.

После рассмотрения всех вариантов процесса выбега ротора ТКР (по данным работ [6, 12, 15]), объединим их в один график и проведем его анализ (рисунок 2.10).

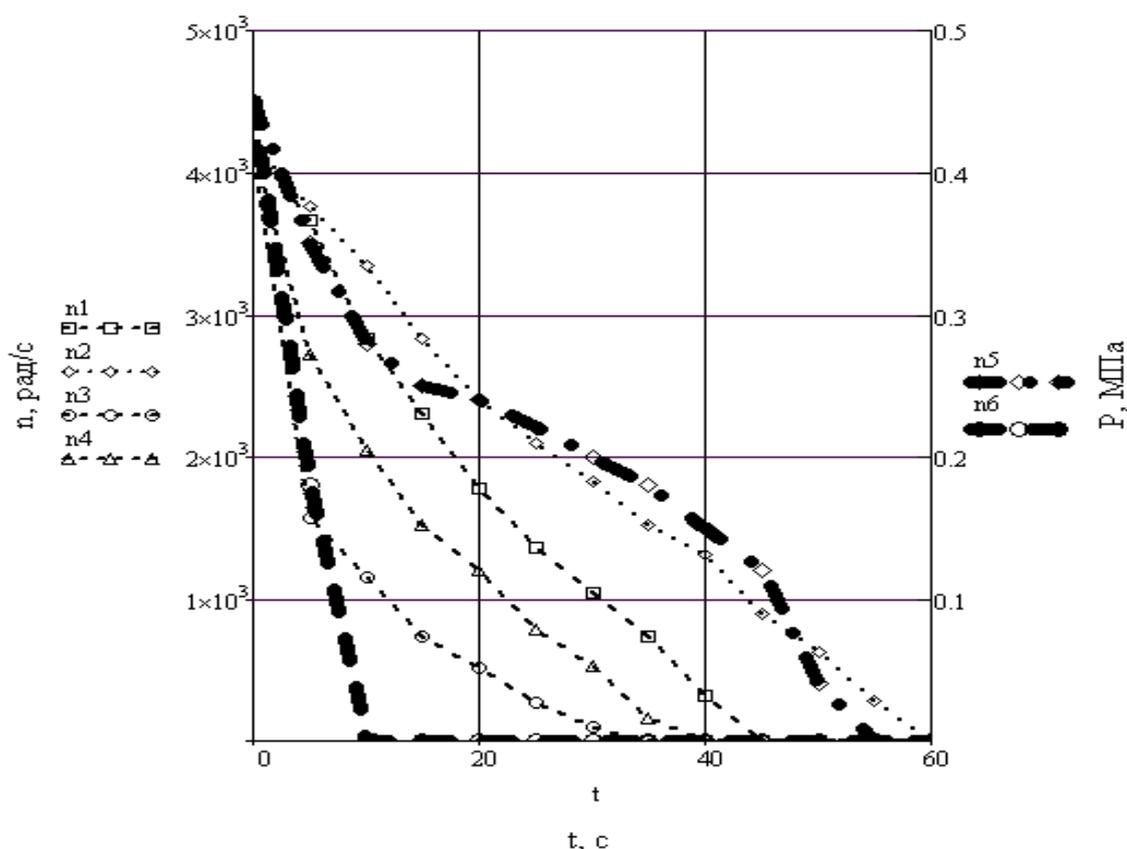


Рисунок 2.10 – Теоретическая зависимость частоты вращения  $n_1, n_2, n_3, n_4$  рад/с и давления перед подшипником  $n_5$  с подключенным гидроаккумулятором,  $n_6$  без гидроаккумулятора ТКР  $P, \text{МПа}$  от времени выбега  $t, \text{с}$ : 1 – выбег ротора в штатном режиме; 2 – выбег ротора с подключённым гидроаккумулятором; 3 – выбег ротора с тормозным устройством; 4 – выбег ротора с подключённым гидроаккумулятором и тормозным устройством

Так из рисунка 2.10 видно, что в штатном режиме уже к 10 секунде процесса выбега ротора ТКР давление в центральной масляной магистрали и перед подшипником ротора ТКР равно 0. Следовательно, любой из вариантов

выбега ротора ТКР со значительной долей вероятности будет осуществляться в режиме полужидкостного или сухого трения.

Однако, при использовании гидроаккумулятора в системе смазки подшипников ТКР давление поддерживается до 50-ой секунды выбега (кривая n5) и составляет при этом 0,04 МПа. Как видно из рисунка 2.10 время штатного выбега ротора ТКР составляет 45 секунд, а давление перед подшипником ротора ТКР уже к 10 секунде равно 0. Установка же в систему смазки подшипника ротора ТКР гидроаккумулятора приводит к увеличению времени выбега, которое составляет 59 секунд. Что на 9 секунд превышает время разрядки гидроаккумулятора, а, следовательно, через подшипник не циркулирует масло. Что в значительно меньшей степени вызовет старение масла, его закоксовывание, перегрев деталей ТКР по сравнению со штатным режимом выбега. Для целей сокращения продолжительности выбега нами использовано тормозное устройство. При его установке без гидроаккумулятора время выбега ТКР составило 35 секунд.

Но при штатной смазке также 35 секунд ротор работает при отсутствии прокачки масла через подшипник. При совместном использовании гидроаккумулятора и тормозного устройства время выбега ротора ТКР составило 40 секунд. На 40 секунде выбега давление, обеспечиваемое гидроаккумулятором составило 0,15 МПа (составляет 1/3 от максимального давления в системе смазки и обеспечивает оптимальный отвод тепла из зоны трения подшипника). При этом сохраняется тепловой режим подшипника, масло не перегревается и при любой стохастической нагрузке обеспечивается жидкостное трение.

## **2.5 Теоретическое обоснование подачи масла гидроаккумулятором**

Главная задача состоит в том, чтобы выбрать необходимый по объему гидроаккумулятор, который бы обеспечил расчетную подачу масла, достаточную для штатной смазки подшипника ТКР. Кроме необходимой смазки подшипника необходимо рассчитать подачу масла для обеспечения штатной температуры в масляном слое, меньшей силы трения в зазоре подшипника.

Для расчета примем габаритные параметры ротора ТКР-11: длина подшипника  $l = 0,07$  м, диаметр  $d = 0,0179$  м, скорость вращения ротора ТКР  $n = 40000$  мин<sup>-1</sup>. Значение средней нагрузки в подшипнике составит  $w = 200$  Н [6, 12].

Существенное значение имеет марка применяемого масла. Так в работе используется масло – Лукойл Люкс турбодизель SAE 10W40 API CF, для которого рабочая расчетная температура масла на входе составляет +100°С, а температура вспышки принимает значение +220°С. Динамическая вязкость масла  $\mu = 0,02$  Н·с/м<sup>2</sup> (при +50°С). Учитывая рабочий (штатный) рост температуры в подшипнике для расчетов принимаем ( $\mu = 0,006$  Н·с/м<sup>2</sup> (при +140°С). Плотность масла  $\rho = 830$  кг/м<sup>3</sup>; теплоёмкость масла  $c = 1800$  Дж/кг·°С; давление масла на входе  $P_e = 0,4 \cdot 10^6$  Па.

Кроме того, выберем параметры пары трения: диаметр вала  $d = 0,0179$  м; диаметр отверстия  $d_0 = 0,018$  м; диаметральный зазор  $2\Delta = 6 \cdot 10^{-5}$  м; относительный зазор  $\varphi = \frac{2\Delta}{d} = 3,346 \cdot 10^{-3}$  [6, 12].

При проведении расчетов принимаем, что длина подшипника  $l = 0,070$  м  
равна длине всей втулки, откуда отношение  $\frac{l}{d} = \frac{0,070}{0,0179} = 3,9$ .

Вычислим удельную нагрузку, приходящуюся на подшипник ТКР:

$$Pm = \frac{w}{l \cdot d}, \quad (2.33)$$

$$Pm = \frac{200}{0,070 \cdot 0,0179} = 1,593 \cdot 10^5 \quad (\text{Н/м}^2).$$

Угловая скорость вращения ротора ТКР-11 определяется выражением:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \quad (2.34)$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 40000}{30} = 4,189 \cdot 10^3 \quad (\text{с}^{-1}).$$

Определим окружную скорость вращения вала ротора ТКР:

$$v = \omega \cdot \frac{d}{2}, \quad (2.35)$$

$$v = 4,189 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,0179}{2} = 37,553 \quad (\text{м/с}).$$

Вычислим режимную характеристику подшипника ТКР:

$$\lambda_1 = \frac{\mu \cdot \omega}{Pm}, \quad (2.36)$$

$$\lambda_1 = \frac{0,006 \cdot 4,189 \cdot 10^3}{1,593 \cdot 10^5} = 1,577 \cdot 10^{-4}$$

Степень нагруженности подшипника характеризует – коэффициент нагруженности подшипника, определим его по следующей формуле:

$$\Phi_r = \frac{w \cdot \psi^2}{l \cdot d \cdot \omega \cdot \mu_{140}}, \quad (2.37)$$

$$\Phi_r = \frac{200 \cdot (3,346 \cdot 10^{-3})^2}{0,070 \cdot 0,0179 \cdot 4,189 \cdot 10^3 \cdot 0,006} = 0,071$$

Вычислим коэффициент трения в зазоре вал – подшипник, учитывающий потери на трение в масляном слое:

$$f = \left[ \frac{\pi}{\Phi_r} + 0,55 \left( \frac{l}{d} \right)^{1,5} \right] \cdot \psi, \quad (2.38)$$

$$f = \left[ \frac{3,14}{0,071} + 0,55 (3,9)^{1,5} \right] \cdot 3,346 \cdot 10^{-3} = 0,162$$

Суммарная мощность в подшипнике ТКР выделяющаяся за счет трения:

$$N_{mp} = w \cdot f \cdot v, \quad (2.39)$$

$$N_{mp} = 200 \cdot 0,162 \cdot 37,553 = 1,219 \cdot 10^3 \quad (\text{Вт}).$$

Реализуемый момент сил трения в подшипнике ТКР:

$$M_{mp} = \frac{N_{TP}}{\omega}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.40)$$

$$M_{mp} = \frac{1,219 \cdot 10^3}{4,189 \cdot 10^3} = 0,291 \quad (\text{Н} \cdot \text{м}).$$

Значение коэффициента сопротивления вращению ротора ТКР определим:

$$\xi = \frac{2 \cdot \varphi \cdot M_{mp}}{\mu_{140} \cdot \omega \cdot l \cdot d^2}, \quad (2.41)$$

$$\xi = \frac{2 \cdot 3,346 \cdot 10^{-3} \cdot 0,291}{0,006 \cdot 4,189 \cdot 10^3 \cdot 0,070 \cdot 0,0179^2} = 3,443$$

Определим приращение температуры за счет трения в смазочном слое подшипника ТКР [6, 12, 15]:

$$\Delta t = \frac{\xi \cdot \omega \cdot \mu_{140}}{c \cdot \rho \cdot \varphi^2 \cdot q}, \quad (2.42)$$

$$\Delta t = \frac{3,443 \cdot 4,189 \cdot 10^3 \cdot 0,006}{1800 \cdot 830 \cdot (3,346 \cdot 10^{-3})^2 \cdot q} = \frac{2,966}{q}$$

Для определения значения приращения температуры масляного слоя подшипника ТКР выразим  $q$  через расход масла, в результате получим формулу:

$$\Delta t = \frac{2,966 \cdot 0,5 \cdot \varphi \cdot \omega \cdot l \cdot d^2}{Q}, \quad (2.43)$$

Подсчитаем значения приращения температуры в смазочном слое подставляя различные значения величины расхода масла через подшипник ТКР и сведем данные в таблицу 2.2.

Таблица 2.2 – Расчеты значений приращения температуры в смазочном слое

Текущее значение $Q$ , м <sup>3</sup> /с (1 л/мин)	Расчетное значение $\Delta t$ , °С
$1,7 \cdot 10^{-5}$	27,5
$3,3 \cdot 10^{-5}$	14,1
$5,0 \cdot 10^{-5}$	9,3
$6,6 \cdot 10^{-5}$	7,1
$8,3 \cdot 10^{-5}$	5,6

На основании полученных расчетных данных таблицы 2.2 построим теоретическую зависимость приращения температуры в смазочном слое подшипника ТКР ( $\Delta t$ , °С) от величины расхода масла через подшипник ТКР  $Q$ , м<sup>3</sup>/с (рисунок 2.11).

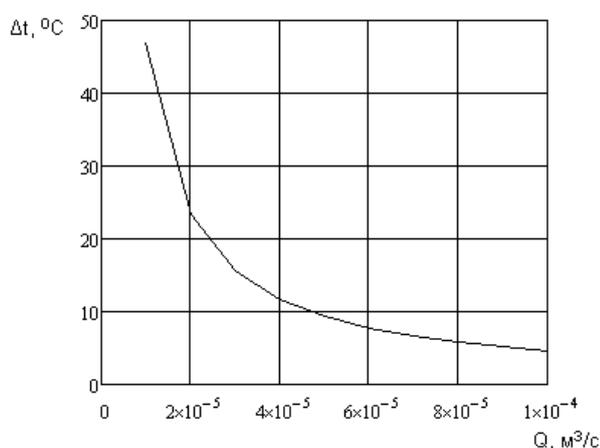


Рисунок 2.11 – Теоретическая зависимость приращения температуры в смазочном слое подшипника ТКР от величины расхода масла через подшипник

Из графика на рисунке 2.11 видно, что при  $Q = 1,7 \cdot 10^{-5}$  м<sup>3</sup>/с (1 л/мин) приращение температуры в смазочном слое подшипника ТКР составляет  $\Delta t = 27,5$  °С. Главной задачей расчета является определение максимального значения приращения температуры в слое масла и подбор гидроаккумулятора, обеспечивающего необходимую подачу масла.

По паспортным данным ТКР-11 при температуре масла в системе  $t_{вх} = +100$  °С максимальная температура по условиям работы подшипника должна составлять не более  $t_{max} = 100 + 40 = +140$  °С. Т.е. гидроаккумулятор должен обеспечивать подачу масла с запасом достаточным для обеспечения приращения температуры на уровне не более +40 °С. Для обеспечения

безаварийной работы подшипника ТКР-11 подбираем гидроаккумулятор емкостью 2–2,2 литра с характеристикой расхода  $Q = 3,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$  (2 л/мин). При этом приращение температуры в смазочном слое составляет  $\Delta t = 14,1 \text{ }^\circ\text{C}$  что согласуется с нормативными требованиями (более чем двойной запас по приращению температуры масла).

Исходя из полученных расчетных данных – выбираем емкость гидроаккумулятора 2–2,2 литра с характеристикой расхода  $Q = 3,3 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}$  (2 л/мин).

## 2.6 Обоснование характеристик гидроаккумулятора

При проведении экспериментальных исследований производилось измерение времени разрядки гидроаккумулятора от величины падения давления (в выбранном интервале) (рисунок 2.12).

Как видно из рисунка 2.12 в зоне больших давлений время разрядки достигает наименьших значений. Так при температуре масла  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  разрядка гидроаккумулятора с 0,5 до 0,4 МПа происходит за 71 секунду. Тогда как при температуре масла  $80 \text{ }^\circ\text{C}$  падение давления в том же диапазоне осуществляется за 21 секунду. Существенно большее время тратится на разрядку гидроаккумулятора с 0,5 до 0 МПа. Так при температуре масла  $25 \text{ }^\circ\text{C}$  полная разрядка происходит за 466 секунд. Тогда как при температуре масла  $80 \text{ }^\circ\text{C}$  полная разрядка происходит за 189 секунд.

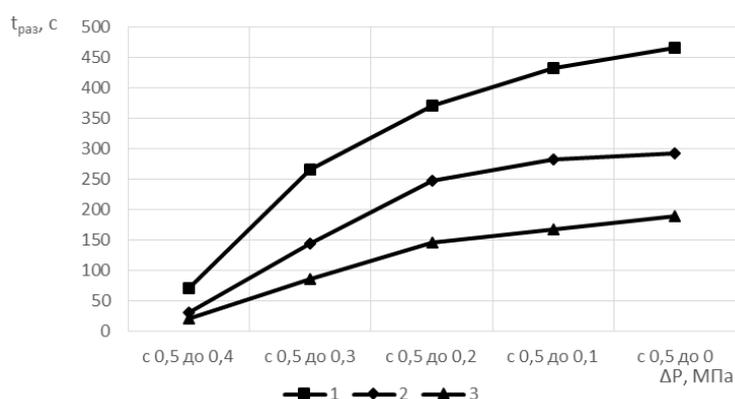


Рисунок 2.12 – Зависимость времени разрядки гидроаккумулятора от величины падения давления: емкость гидроаккумулятора 980 мл; 1 – температура масла  $25 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 2 – температура масла  $60 \text{ }^\circ\text{C}$ ; 3 – температура масла  $80 \text{ }^\circ\text{C}$ ; суммарный эквивалентный диаметр подшипника в ТКР 0,5 мм

В следующей части экспериментальных исследований на установку ставились турбокомпрессоры с различной степенью износа подшипников. Так пределы изменения рабочего зазора составили 0,02–0,5 мм. В результате экспериментальных исследований была получена зависимость времени разрядки гидроаккумулятора  $t_{\text{раз}}$ , с от величины падения давления  $\Delta P$ , МПа (рисунок 2.13).

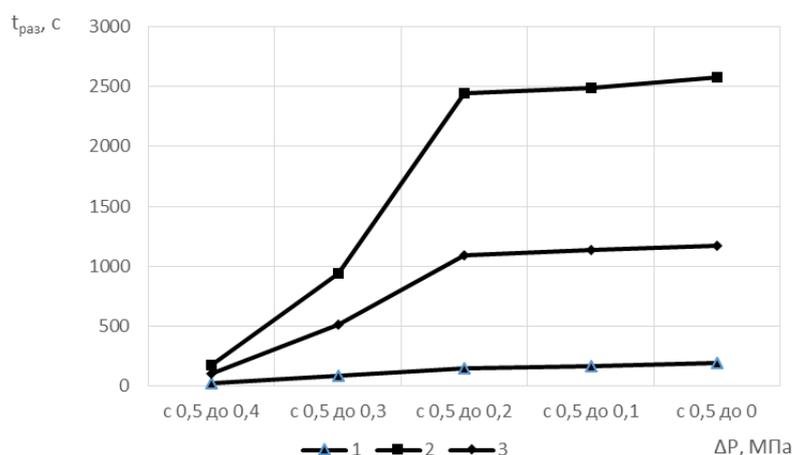


Рисунок 2.13 – Зависимость времени разрядки гидроаккумулятора от величины падения давления: (емкость гидроаккумулятора 980 мл, 1 – суммарный эквивалентный диаметр подшипника в ТКР 0,5 мм, 2 – суммарный эквивалентный диаметр подшипника в ТКР 0,02 мм, 3 – суммарный эквивалентный диаметр подшипника в ТКР 0,10 мм, температура масла 80 °С)

Анализ данных на рисунке 2.13 показывает, что при максимальном зазоре подшипника ТКР равном 0,5 мм снижение величины давления с 0,5 до 0 МПа происходит за 21 секунду.

Тогда как при зазоре 0,02 мм время разрядке в том же диапазоне изменения давления составляет 2574 секунды.

Причем как видно из зависимости (рисунок 2.13), излом кривых происходит в точке изменения давления с 0,5 до 0,2 МПа. Последующая разрядка гидроаккумулятора до 0,1 МПа происходит за относительно малый промежуток времени в 90 секунд. Эффект смазывания в зоне разрядки гидроаккумулятора от 0,1 до 0 МПа значительно снижается. Его можно охарактеризовать статическим режимом истечения масла через зазор.

## 2.7 Условия безаварийной работы подшипников ТКР

Процесс выбега ротора турбокомпрессора зависит от множества конструктивных и режимных параметров. Кроме того, в процесс выбега вмешивается внутреннее трение слоев масла при существенной вариации температурных режимов процесса смазки. Раскрытию взаимосвязей параметров внутреннего трения посвящены работы И. Г. Леванова, К. В. Гаврилова. Они выделяют три зоны изнашивания (рисунок 2.14).

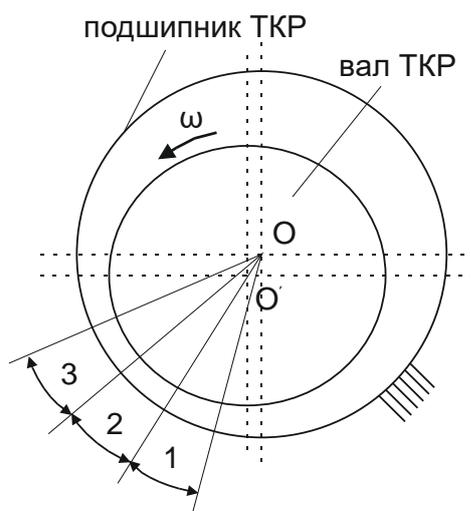


Рисунок 2.14 – Выделение зон изнашивания в зазоре трибосопряжения вал ротора ТКР – подшипник: 1 – зона слабого адгезионного процесса изнашивания; 2 – зона возможного прямого контакта поверхностей трения посредством частиц (высокого изнашивания); 3 – зона кольцевого сжатия и формирования кавитации с возможностью коррозии (повышенного изнашивания); О – центр подшипника ТКР; О' – центр вала ротора ТКР;  $\omega$  – угловая скорость вращения вала ротора ТКР

На рисунке 2.14 представлены три характерные зоны, в которых выделяют три вида изнашивания. Для зоны 1 характерны признаки адгезионного изнашивания. Данный вид изнашивания наблюдается в условиях запуска, когда наблюдается запаздывание поступления масла к парам трения и работа на остаточных объемах смазки. Или при остановке ДВС, когда значительно раньше прекращается прокачка масла через рабочий зазор, но при этом осуществляется длительный выбег вала ротора ТКР. Адгезионное изнашивание происходит при недостаточной смазке в условиях граничного

трения. Скорость изнашивания в этой области может достигать 3 мкм/ч. Во второй зоне наблюдается высокая вероятность прямого контакта поверхностей трения посредством частиц (зона высокого изнашивания). В случае попадания частиц абразива помимо фильтра, повышенного загрязнения масла продуктами износа и значительном снижении толщины масляной пленки возможен такой износ. Во второй зоне может наблюдаться самый значительный износ – 50...80 мкм/ч. В третьей зоне, называемой зоной кольцевого сжатия и формирования кавитации, характерно образование химической коррозии. В этой зоне не так быстро, но все-таки происходит коррозионный износ с интенсивностью 1...5 мкм/ч. Явление кавитации приводит к интенсификации износа в третьей зоне.

При условии реализации жидкостного трения в зазоре вал ротора ТКР – подшипник сила трения определяется выражением Амонтона-Кулона:

$$P = f_{TP} \cdot N, \quad (2.44)$$

где  $f_{TP}$  – коэффициент трения при взаимодействии вал ротора ТКР – подшипник;  $N$  – нормальное усилие опоры вала ротора ТКР на подшипник в зоне контакта, Н.

Из формулы (2.44) видно, что с увеличением нормального усилия опоры вала ротора ТКР на подшипник в зоне контакта, сила трения прямо пропорционально возрастает.

С ростом скорости относительного движения взаимодействующих поверхностей сила трения существенно увеличивается.

В триботехнических исследованиях интенсивность адгезионного изнашивания можно определить из выражения:

$$V = K \cdot l \sqrt{1 + 3f^2} \frac{P \cdot d_A}{\nu \cdot p_T \cdot t_0} e^{-\frac{Q}{RT}}, \quad (2.45)$$

где  $K$  – коэффициент износа пары трения, в частности вал ТКР – подшипник;  $l$  – путь проходящий валом ТКР по вкладышу (путь скольжения), м;  $f$  – коэффициент трения;  $P$  – усилие, возникающее на валу при его вращении, Н;  $d_A$  – диаметр образованный площадью адсорбированной молекулы, м;  $\nu$  – объемный износ при рассмотрении слоя контакта, м<sup>3</sup>/м;  $p_T$  –

величина давления начала текучести одного из контактирующих материалов, Па;  $t_0$  – период колебания адсорбированной молекулы, с;  $Q$  – теплота процесса адсорбции, Дж/моль;  $R$  – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К);  $T$  – температура исследуемой зоны процесса трения, °С.

Коэффициент трения в случае процесса граничной смазки определяется по Боудену:

$$f = a_M \cdot f_M + (1 - a_M) \cdot f_T, \quad (2.46)$$

где  $a_M$  – процентное значение величины непосредственного контакта вала с подшипником, %;  $f_M$  – коэффициент трения при непосредственном контакте вала с подшипником;  $f_T$  – коэффициент трения при наличии масла в зазоре вала с подшипником.

Подставим формулу для вычисления коэффициента трения (2.46) в уравнение (2.45). В итоге получим:

$$V = K \cdot t_3 \sqrt{1 + 3(a_M \cdot f_M + (1 - a_M) f_T)^2} \frac{P \cdot d_A}{p_T \cdot t_0} e^{-\frac{Q}{RT}}, \quad (2.47)$$

где  $t_3$  – временной этап проходящий с момента запуска ДВС до поступления масла в зазор вал ТКР – подшипник, с.

Значение  $t_3$  можно вычислить по формуле:

$$t_3 = \frac{V_{CM} - V_{ост}}{Q_{ПФ} - \gamma \cdot Q_{КФ}}, \quad (2.48)$$

где  $V_{CM}$  – литровой объем системы смазки с учетом сложности конфигурации, л;  $V_{ост}$  – остаточное количество масла перед очередным пуском ДВС, л;  $Q_{ПФ}$  – литровой расход масла через фильтрационную систему, л/мин;  $\gamma$  – коэффициент, учитывающий волновые явления открытия и перепуска масла через клапан фильтра;  $Q_{КФ}$  – расход масла через элементы перепуска в фильтре (в случае загрязнения фильтра и по мере увеличения его сопротивления данная величина возрастает), л/мин.

Известно, что часть масла после остановки ДВС остается в рабочем зазоре подшипника ТКР и при очередном пуске, обеспечивает жидкостный режим

трения. Однако, все зависит от начальных условий пуска, температуры масла, прокачиваемости масла, задержке воспламенения топливно-воздушной смеси. В случае нарушения пускового режима и длительной подготовке, температура рабочего зазора вал ТКР – подшипник может превысить критический предел  $T_{кр}$ . В этом случае значительно интенсифицируется адгезионное изнашивание. Крайним случаем является схватывание и приваривание поверхности вала ТКР к подшипнику.

Условие, при котором будет гарантированно обеспечиваться запуск ДВС и безаварийная работа ТКР можно представить в виде:

$$T_{кр} - T_0 > t_3 \cdot \frac{\Delta T}{\Delta t}, \quad (2.49)$$

где  $T_0$  – исходная температура сопряжения перед началом пуска ДВС, °С;  
 $\frac{\Delta T}{\Delta t}$  – градиент повышения температуры при реализации пуска, °С/с.

Главным образом, контроль за изменением градиента повышения температуры рабочего сопряжения может обеспечить безаварийную работу ТКР на длительный срок. Из физики теплопередачи известно, что:

$$\frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{\Delta q}{C_{ТР}}, \quad (2.50)$$

где  $\Delta q$  – количество теплоты, выделяемое при трении сопряжений, Дж;  
 $C_{ТР}$  – теплоемкость сопряжения вал ТКР – подшипник, Дж/°С.

Количество выделяемой теплоты в сопряжении вал ТКР – подшипник зависит от мощности, затрачиваемой на трение  $N_{ТР}$ :

$$q = C' N_{ТР} = C' P v f, \quad (2.51)$$

где  $C'$  – коэффициент определяющий процент трансформации механического трения в тепловой процесс, %;  $N_{ТР}$  – мощность, затрачиваемая на преодоление трения, Вт;  $P$  – давление в рабочем зазоре, Па;  $v$  – скорость относительного движения, м/с;  $f$  – коэффициент трения.

Теплоотвод от поверхности трения в окружающую среду определяется выражением:

$$q_F = \alpha(T - T_C), \quad (2.52)$$

где  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от поверхности трения, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $T$  – температура контактирующих поверхностей в зоне трения, °С;  $T_C$  – температура (в зависимости от того, где проводят контроль температуры) окружающей среды, °С.

Так как, составляющую  $\Delta q$  в уравнении (2.50) можно представить в виде разности  $\Delta q = q - q_F$ , то имеем:

$$\frac{\Delta T}{\Delta t} = \frac{C' P v f - \alpha(T - T_C)}{C_{TP}}, \quad (2.53)$$

С учетом предварительных преобразований можно записать результирующее условие безаварийной работы пары трения вал ротора – подшипник:

$$T_{КР} - T_0 > t_3 \cdot (C_1 P v f - C_2(T - T_C)), \quad (2.54)$$

где  $C_1 = C' / C_{TP}$  и  $C_2 = \alpha / C_{TP}$  – коэффициенты, которые определяют физико-химические свойства пар трения и режимы работы пар трения, %/(Дж/°С) и (Вт/(м<sup>2</sup>·К))/(Дж/°С).

Выразим из уравнения (2.54) составляющую  $t_3$ , в результате получим:

$$t_3 < \frac{T_{КР} - T_0}{(C_1 P v f - C_2(T - T_C))}, \quad (2.55)$$

Таким образом, получено условие (2.55) для безаварийной работы подшипников ТКР при любых режимах эксплуатации, используя которое можно определить предельные границы работы ТКР и его возможности.

Рассмотрим особенности изменения времени выбега в процессе эксплуатации турбокомпрессора. В ряде научных работ рассматриваются факторы, влияющие на изменение процесса выбега. В частности, выбег вала ротора ТКР зависит от таких важных параметров, как: начальная частота вращения вала ротора ТКР с которой производится отчет времени выбега, давление масла, расход масла, температура масла и корпусных деталей ТКР,

характеристики масла и др. В научной работе Н. В. Орлова, например, приводятся результаты исследования по контролю времени выбега вала ротора ТКР (рисунок 2.15).

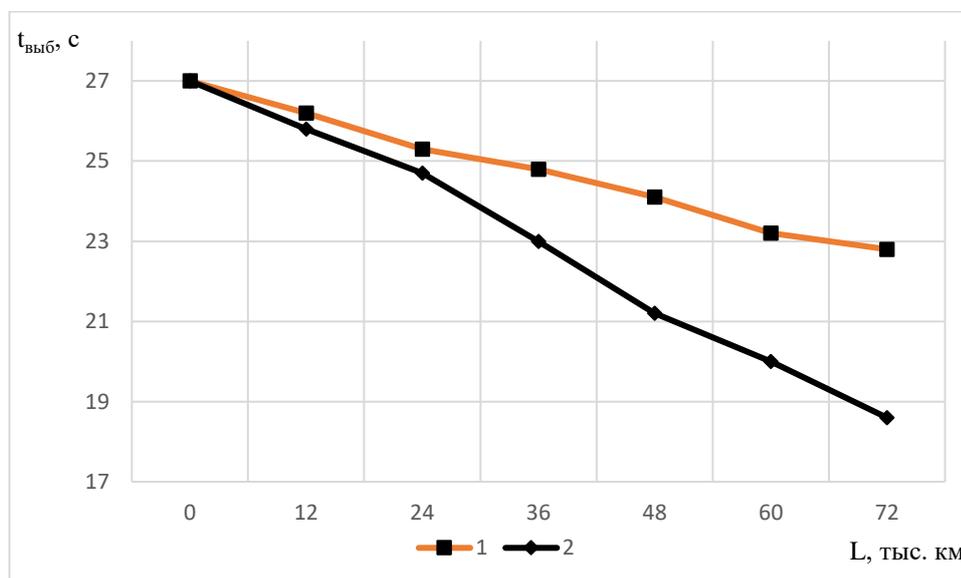


Рисунок 2.15 – Взаимосвязь процесса выбега ТКР  $t_{\text{выб}}$ , с автомобиля марки КАМАЗ от пробега  $L$ , тыс. км: 1 – с подпиткой ТКР автономной системой смазки; 2 – с классическим исполнением системы смазки

Из рисунка 2.15 виден существенный тренд взаимосвязи времени выбега ротора ТКР с пробегом. Однако на эту взаимосвязь огромное влияние оказывают множественные факторы условий эксплуатации. Среди этих факторов следует выделить основные: нагрузочный режим, скоростной режим, условия эксплуатации, используемые материалы (масло, фильтроэлемент), качество проведения работ по ТО и ТР и их своевременность. В результате доминирующее влияние любого из этих факторов может привести к существенному росту износа элементов ТКР и последующему отказу. Поэтому приведенные на рисунке 2.15 данные следует понимать очень ограниченно для специфических условий усредненной эксплуатации [10, 11].

При классическом исполнении системы смазки зависимость между временем выбега и пробегом (при  $R^2=0,943$ ) запишется в виде уравнения:

$$\tau_{\text{выбз}} = -0,1269 \cdot L_{\text{эксз}} + 27,551, \quad (2.56)$$

где  $\tau_{\text{выбз}}$  – время выбега вала ротора ТКР транспортного средства с штатной системой смазки, с;  $L_{\text{эксз}}$  – пробег транспортного средства при использовании штатной системы смазки, км.

Анализ данных на рисунке 2.15 показывает, что в случае с классическим исполнением системы смазки степень снижения времени выбега происходит гораздо более резко. К точке, соответствующей 72000 км время выбега составило 18,6 с. Тогда как в случае с автономной системы смазки к той же точке пробега время выбега составило – 22,8 с.

Однако неизвестно как выбег связан с параметрами масла и режимами функционирования ТКР [11, 12]. Для чего воспользуемся методологией анализа чувствительности. Чувствительность диагностического параметра определяется по выражению:

$$K = \frac{\Delta\Pi}{\Delta U}, \quad (2.57)$$

где  $\Delta\Pi$  – время выбега вала ротора ТКР;  $\Delta U$  – температура масла на входе в подшипник ТКР, °С, величина входного давления масла в подшипник, МПа или начальное значение частоты вращения вала ротора ТКР, мин<sup>-1</sup>.

При контроле технического состояния различных систем автотракторных двигателей используется оценочный параметр чувствительность, который выражается в виде коэффициента чувствительности [13, 14]. Чем больше изменение контролируемого выходного параметра по отношению к изменению входной величины влияющего параметра, тем выше чувствительность. Выходной параметр может быть не чувствителен к входному в том случае если изменение входного параметра не вызывает изменение выходного параметра. Оценка чувствительности выбега вала ротора турбокомпрессора производится в соответствии с ГОСТ Р ИСО 13379-1-2015, где параметр чувствительность используется в качестве оценочного параметра при диагностировании узлов и систем автотракторных ДВС.

## 2.8 Контрольные вопросы

1. Перечислите исходные данные, необходимые для качественного моделирования процесса смазки турбокомпрессора.

2. Процесс задержки поступления масла при запуске двигателя. Минимизация времени поступления масла.
3. На какие системы и узлы двигателя расходуется масло, нагнетаемое масляным насосом системы смазки?
4. Как влияет вязкость масла на его прокачиваемость через рабочие зазоры в подшипниках?
5. Процесс фильтрации масла и его важность для качественной смазки.
6. Приведите пример условия работы масляного фильтра, когда сработает перепускной клапан на нем.
7. Запас маслоподачи насоса и величины давления. Для чего обеспечивается запас и чему он равен в расчетах?
8. Перечислите основные режимы работы системы смазки и турбокомпрессора для возможности качественной смазки и отвода тепла.
9. Из каких составляющих складывается суммарный тепловой баланс системы смазки?
10. При каких условиях возникает перегрев подшипника турбокомпрессора? Как избежать подобных ситуаций?
11. Как влияет установка в систему смазки гидроаккумулятора на тепловой баланс?
12. Из каких составляющих формируется мощностной баланс турбокомпрессора? Мощностной баланс двигателя и доля затрат на привод турбокомпрессора.
13. Потери мощности в системе турбонаддува. Из каких составляющих они состоят?
14. Центробежные эффекты, действующие на масло при входе в подшипник.
15. Зависимость расхода масла через подшипник турбокомпрессора от частоты вращения коленчатого вала двигателя.
16. В чем состоит идея применения автономной системы смазки?
17. Что представляет собой коэффициент гидравлического сопротивления на входе в подшипник турбокомпрессора? Как уменьшить его значение?
18. Особенности контроля параметров выбега ротора турбокомпрессора и их графическая интерпретация.

19. Условие жидкостного трения при остановке вала ротора турбокомпрессора. Пояснить на примере сипользуемых разработок.
20. От чего зависит тормозной момент на валу ротора турбокомпрессора?
21. Как изменятся параметры выбега вала ротора турбокомпрессора при использовании гидроаккумулятора?
22. Произвести сравнение различных вариантов реализации выбега вала ротора турбокомпрессора с учетом конструктивных изменений.
23. Исследование характеристик гидроаккумулятора и его выбор.
24. Поясните характеристику времени разряда гидроаккумулятора от величины давления при разных температурах масла.
25. Поясните характеристику времени разряда гидроаккумулятора при изменении зазора в подшипнике вала ротора турбокомпрессора.

### 3 МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

#### 3.1 Программа теоретических и экспериментальных исследований

В начальной части 3 главы была разработана схема общей методики исследований (рисунок 3.1).

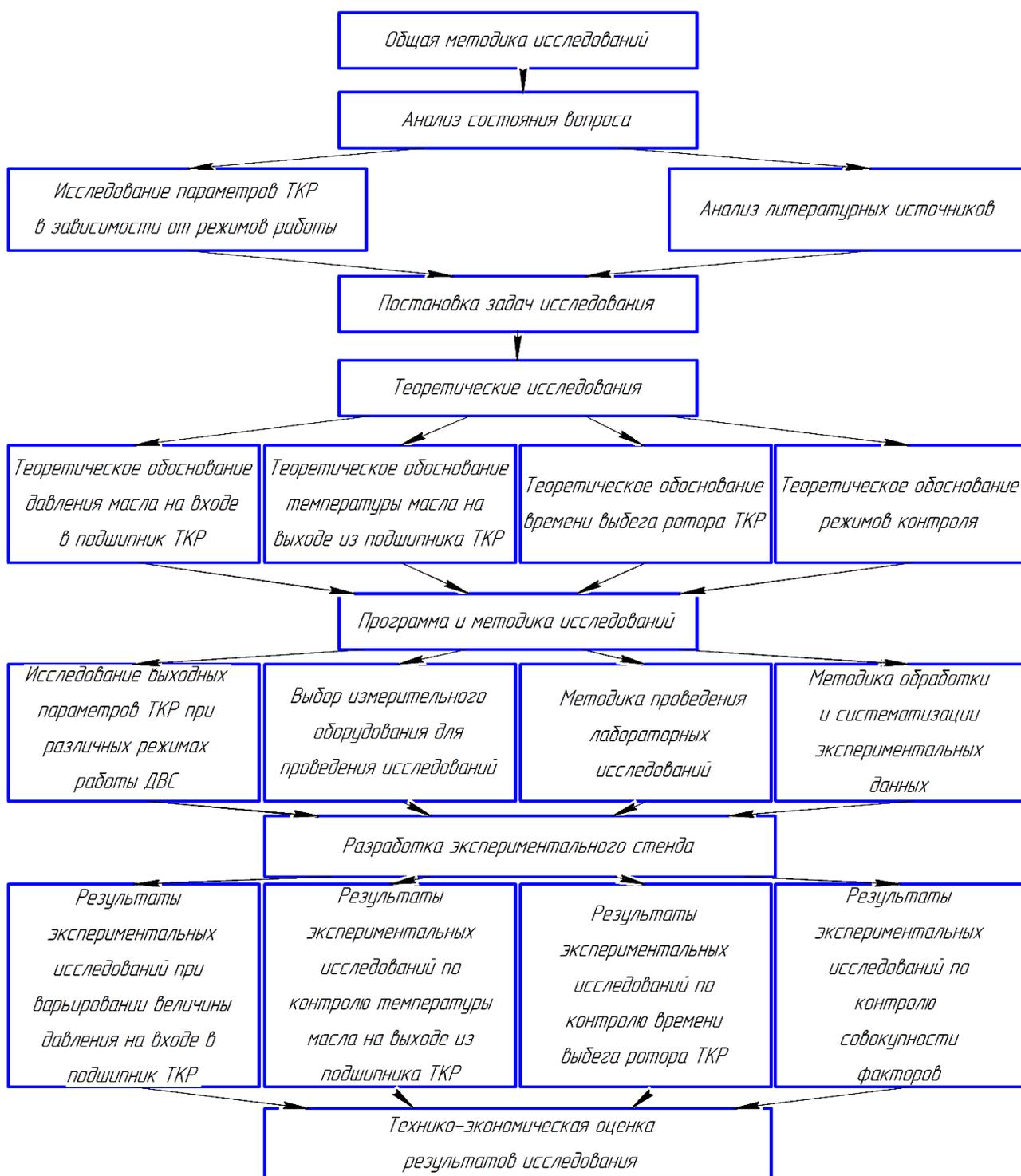


Рисунок 3.1 – Общая методика исследований

Общая методика предполагает комплексную проработку всех вопросов отдельных глав исследования. Так на первом этапе предполагается изучение состояния вопроса по теме исследования: исследование параметров ТКР в зависимости от режимов работы и анализ литературных источников.

Так проводился анализ отечественных и иностранных литературных источников по вопросам надежности современных ДВС с турбонаддувом, конструктивному исполнению элементов ТКР и системы смазки. В данной части рассмотрены и систематизированы факторы, приводящие к отказу ТКР, которые подразделяются на конструктивные, технические, технологические, эксплуатационные. К тому же приводится широкий анализ эксплуатационных режимов и условий использования автотракторных средств. Тенденции ужесточения экологических норм и применения даунсайсинга являются единственной мерой борьбы с загрязнением окружающей среды. Кроме того, рассмотрены вопросы испытания ТКР современных машин, стендовое оборудование и приборные средства контроля узлов турбонаддува.

Рассматривается ухудшение условий смазки подшипников ТКР и нарушение температурных условий работы элементов ТКР и масла. Закоксовывание маслоподводящих отверстий, каналов и канавок приводит к еще большему дефициту маслоподдачи к парам трения. Все это оказывает существенное влияние на показатели надежности ТКР и ДВС. Рассматривались и анализировались экспериментальные данные других авторов по данной тематике с целью формирования теоретических положений современных подходов к проектированию и исследованию ТКР и ДВС.

Очевидно, что перечисленные факторы, являются причиной ухудшения показателей надежности ДВС и ТКР. В конечном итоге элементы турбокомпрессора могут необратимо потерять работоспособность и разрушиться, приведя к отказу ДВС и автотракторного средства в целом.

Далее рассматриваются теоретические вопросы: теоретическое обоснование давления масла на входе в подшипник ТКР; теоретическое обоснование температуры масла на выходе из подшипника ТКР; теоретическое обоснование времени выбега ротора ТКР; теоретическое обоснование режимов контроля.

Программа и методика исследований предполагают проработку вопросов: исследование выходных параметров ТКР при различных режимах работы ДВС; выбор измерительного оборудования для проведения

исследований; методику проведения лабораторных исследований; методику обработки и систематизации экспериментальных данных. Основным результатом данной части исследований является разработка экспериментального стенда.

После реализации всех подготовительных работ и подготовки стендового оборудования следует экспериментальная часть, в ходе которой предполагается решить следующие вопросы: провести экспериментальные исследования при варьировании величины давления на входе в подшипник ТКР; реализовать экспериментальные исследования по контролю температуры масла на выходе из подшипника ТКР; провести экспериментальные исследования по контролю времени выбега ротора ТКР; реализовать экспериментальные исследования по контролю совокупности факторов.

В завершении работы необходимо провести технико-экономическую оценку результатов исследования.

В главе 3 на основании рассмотрения состояния вопроса и теоретических исследований были поставлены частные задачи методологической части работы:

1. Выбрать соответствующий двигатель для проведения экспериментальных исследований, соответствующий современному уровню техники и технологии, широкой его применимости в отрасли автомобильного транспорта, перспективности его применения в настоящее время и на перспективу, возможности комплексной оценки его выходных параметров.

2. Разработать и изготовить исследовательский стенд, позволяющий проводить экспериментальные исследования по контролю основных параметров ТКР при широкой вариации режимов испытания.

3. Исключить любое влияние на результат исследования таких систем как: система питания, система зажигания, цилиндропоршневая группа, газораспределительный механизм, микропроцессорная система управления. Оценить техническое состояние данных систем и нивелировать их влияние на результаты экспериментальной работы.

4. Доработать выпускной коллектор для возможности подсоединения турбокомпрессора. Разработать независимую систему смазки ТКР с возможностью варьирования в широких пределах давления масла на входе в подшипник ТКР и обеспечения эксплуатационных значений температуры

масла. Установить в систему смазки гидроаккумулятор и обеспечить возможность его включения и выключения при помощи электромагнитного клапана. Разработать устройство для установки и фиксации дроссельной заслонки в любое выбранное положение.

5. Изготовить нагрузочное устройство на ДВС в виде привода гидравлического насоса подключаемого с целью обеспечения режимов нагружения и приводного электродвигателя. Изготовить приборное средство, позволяющее производить отключение отдельных циклов топливоподачи и длительности впрыска электромагнитных форсунок.

6. Выбрать диагностическое оборудование для контроля входных и выходных параметров ТКР и ДВС: мотор-тестер, многоканальный цифровой осциллограф, чувствительные измерители температуры масла. Подготовить масляные магистрали для возможности контроля расхода масла и его температуры. Подготовить компрессорное колесо для установки магнитной шайбы контроля частоты вращения и отражающей метки.

7. Выбрать необходимую методику и план экспериментальных исследований, а также программные продукты для обработки и анализа экспериментальных данных.

В первой главе исследований была сформулирована гипотеза о возможности увеличения эксплуатационной надёжности турбокомпрессоров применением гидроаккумулятора при резком снижении оборотов коленчатого вала для компенсации падения давления и расхода масла через подшипник ТКР при обеспечении рабочего уровня температуры масла в зазоре. Последующие рекомендации, технология и алгоритмы реализации метода будут разработаны после проведения многофакторных экспериментальных исследований и эксплуатационных испытаний при широкой вариации нагрузочных режимов.

Вся комплексная подготовительная работа послужила основой для разработки экспериментальной установки с турбонаддувом и нагрузочным устройством. Нагрузочное устройство предложено в виде использования гидравлического насоса НШ-73 с возможностью ступенчатого дросселирования рабочей жидкости в гидромагистрали. Без внешнего нагружения, ТКР, не развивает номинальной частоты вращения ротора, не обеспечивается максимальная подача воздуха на впуске ДВС.

Помимо стендового оборудования потребовалось применение приборных средств измерения таких как: мотор-тестер МТ-10, USB-Autoscope III (осциллограф Постоловского), тепловизор.

Комбинация применения данных приборных средств позволяет получить обширный экспериментальный материал, который наглядно и адекватно демонстрирует работоспособность системы турбонаддува в условиях резкого снижения частоты вращения ротора ТКР [6, 12, 15].

Важнейшим требованием проведения данных исследований является условие многомерности и точности измерения выходных параметров ТКР и их сопоставление с эталонными параметрами, регламентированными в ГОСТах. В зависимости от значений входных параметров и их взаимного сочетания выходные параметры ТКР могут существенно изменяться. Это обуславливает необходимость в соответствии с ГОСТ выбора и изготовления средств, методик применения измерительных и фиксирующих средств и их поверку [11].

Дальнейшая стандартная методика обработки данных и систематизация экспериментальных данных, их анализ обеспечат объективную достоверность полученного экспериментального материала, что может стать технической основой широкого применения метода повышения надежности ТКР использованием гидроаккумулятора [6, 12, 16].

### **3.2 Исследовательская установка и измерительное оборудование**

Как известно двигатель с турбонаддувом предъявляет существенно более высокие требования к тепловому балансу по сравнению с атмосферным двигателем. Отработавшие газы попадают на турбинное колесо при температуре 700-800 °С, при этом все составные элементы турбокомпрессора, включая циркулирующее в системе масло, испытывают существенную тепловую нагрузку. Так при некоторых форсированных режимах масло может нагреваться до температуры выше допустимого значения (180-240 °С в зависимости от марки масла). В тот же момент поддержание постоянного теплового режима имеет существенное значение для турбодвигателя. Основной задачей при конструировании исследовательской установки было обеспечение максимально приближенных условий для реальных эксплуатируемых ДВС в сложных условиях.

Указанные выше комплексные условия стали основой для разработки конструкции исследовательской установки для экспериментальных исследований. Исследовательская установка ТКР двигателей внутреннего сгорания предназначена для определения фактических эксплуатационных параметров. На исследовательской установке испытываются ТКР ДВС различной эквивалентной мощности с фиксацией параметров. Полноразмерная исследовательская установка была разработана на базе двигателя ЗМЗ-4062 с установленным на него турбокомпрессором K27-145 (Strakonice-Чехия) (рисунок 3.2).



Рисунок 3.2 – Исследовательская установка на базе двигателя ЗМЗ-4062 с установленным на него турбокомпрессором K27-145 (Strakonice-Чехия)

Исследовательская установка для проведения испытаний состоит из рамы, гидравлической системы, электрической системы, КИП, приборов управления, гидравлической арматуры, соединений механической части.

Как видно из рисунка 3.2 основанием исследовательской установки является рама на которую установлен двигатель ЗМЗ-4062 – 4- цилиндровый, объемом 2260 см<sup>3</sup>, с порядком работы цилиндров 1-2-4-3, 16-клапанный, с микропроцессорной системой управления. Двигатель ЗМЗ-4062 запускался электродвигателем мощностью 5,5 кВт через ременную передачу и 4-х ступенчатую коробку передач ГАЗ-52 с возможностью прокрутки двигателя с частотой вращения коленчатого вала двигателя (рисунок 3.3).



Рисунок 3.3 – Электродвигатель исследовательской установки мощностью 5,5 кВт соединенный посредством ременной передачи с 4-х ступенчатой коробкой передач ГАЗ-52

Использование коробки передач ГАЗ-52 (с фиксированными передаточными отношениями передач) позволяет при проведении исследований максимально уменьшить влияние сил инерции и тем самым стабилизировать скорость вращения двигателя. В дальнейшем для загрузки ДВС (и тем самым выхода на рабочие параметры) был подключен насос НШ-73 к выходному валу коробки передач. Электродвигатель в конструкции исследовательского стенда помимо пусковых функций, выполняет роль тормоза, то есть позволяет удерживать частоту вращения коленчатого вала ДВС с высокой точностью на постоянном уровне.

Испытания ТКР. Основные контролируемые и измеряемые параметры при испытании ТКР:

- Частота вращения ротора ТКР, ( $\text{мин}^{-1}$ ) – 0...150000;
- Частота вращения коленчатого вала ДВС,  $\text{мин}^{-1}$  – 0 – 6000;
- Мощность ДВС, кВт – 110 – 130;
- Ток, потребляемый испытываемым электродвигателем от источника питания, А – 0...250;

Пользователь исследовательской установки производит калибровку и поверку (верификацию) средств измерений, входящих в ее состав на соответствие точности измерений параметров.

При подготовке эксперимента к системе смазки турбокомпрессора была подсоединена автономная маслостанция. Автономная маслостанция позволяет

плавно изменять подачу и давления масла на подшипник турбокомпрессора. А ТЭНы установленные в масляном баке маслостанции позволяют изменять температуру масла на входе в подшипник турбокомпрессора.

Объектом испытаний являлся турбокомпрессор К27-145 чешского производства. Турбокомпрессор ТКР-К-27-145-01 (прав.), обозначение по каталогу: 3990023145;

Двигатель: КамАЗ 740.11-240; 13-260; 14-300; 30-260; 31-240; 50-360; 51-320;

Транспортное средство: КамАЗ 740.13; 740.14.

Технические характеристики турбокомпрессора ТКР-К-27-145:

Угол разворота  $\alpha^\circ$ : 338;

Угол разворота  $\beta^\circ$ : 321;

Частота вращения вала ротора ( $\text{мин}^{-1}$ ): 30000 – 120000;

Максимальная степень повышения давления: 2,9;

Производительность  $\text{кг/с}$  ( $\text{м}^3/\text{ч}$ ): 0,26;

Адиабатический КПД компрессора (max): 0,75;

Эффективный КПД турбины (max): 0,72;

Взаимозаменяемый аналог (БЗА): ТКР 7-08.09;

Взаимозаменяемый аналог (Cz Strakonize): К27-115/145;

Взаимозаменяемый аналог: ТКР-7С6 (01).

Турбокомпрессор К27-145 запитывается выхлопными газами от двигателя ЗМЗ-4062 (рисунок 3.4).



Рисунок 3.4 – Турбокомпрессор K27-145 чешского производства, питаемый выхлопными газами от двигателя ЗМЗ-4062

Турбокомпрессор K27-145 был подсоединен при помощи специально изготовленного фланца к выпускному тракту ДВС. Турбокомпрессор максимально приближен к выпускному тракту с целью минимальных потерь энергии выпускных газов, выходящих из работающих цилиндров. Далее за турбокомпрессором выпускной тракт соответствует стандартной выпускной системе двигателя ЗМЗ=4062.

Исследовательский стенд собственного изготовления для управления работой был оснащён штатной системой управления с щитком приборов, ЭБУ, блоком предохранителей и замком зажигания (рисунок 3.5).

На рисунке 3.5 представлен щиток приборов (КИП), который включает в себя набор основных приборов контроля давления температуры, а также других важных параметров процесса. Сбоку панели закреплён ЭБУ. На передней части панели размещен блок предохранителей.



Рисунок 3.5 – Штатная система управления с щитком приборов, ЭБУ, блоком предохранителей и замком зажигания

Кроме того, выведен замок зажигания, кнопки принудительного включения охлаждения масла и охлаждающей жидкости, индикаторы зарядки и запуска ДВС. Снизу расположены тумблеры включения масляного насоса, магистрали гидроаккумулятора и питания частотного преобразователя. Слева закреплён частотный преобразователь и розетка для включения температурного таймера.

## Гидравлическая система исследовательской установки

Схема гидравлической системы смазки стенда представлена на рисунке 3.6. Гидравлическая система стенда состоит из гидробака 17 ёмкостью 8 литров с заливной и сливной пробками, а также со встроенным ТЭНом 3 (теплоэлектронагревателем) для подогрева масла. К гидробаку 17 с помощью медного трубопровода подсоединён шестерёнчатый масляный насос 1 переменной производительности (1-5 л/мин). Насос приводится во вращение асинхронным электродвигателем 9 мощностью 0,75 кВт. К напорному трубопроводу насоса подключён фильтр 2 очистки масла, в свою очередь фильтр своим выходным трубопроводом подключён к электрическому гидрораспределителю (тип РХ 06574А1). Распределитель 15 выходными отверстиями с помощью медных трубопроводов соединён с гидробаком (на слив) и распределительным коллектором 13.

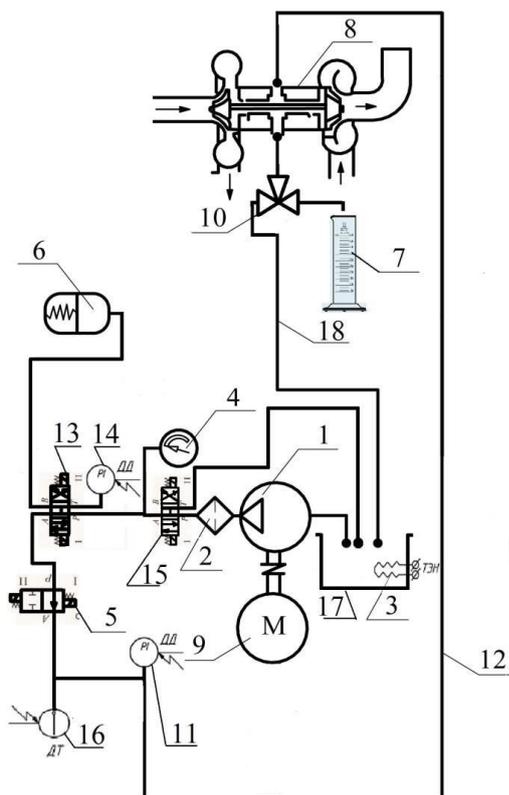


Рисунок 3.6 – Схема гидравлической системы смазки стенда: 1 – масляный насос; 2 – масляный фильтр; 3 – нагревательный ТЭН; 4 – манометр давления масла в системе смазки стенда; 5 – распределительный кран; 6 – пружинный гидроаккумулятор; 7 – мерный стакан; 8 – турбокомпрессор; 9 – электродвигатель; 10 – трехходовой кран; 11, 14 – датчики давления; 12 – напорная магистраль; 13 – распределительный коллектор; 15 –

распределитель; 16 – датчик температуры (термопара); 17 – гидробак; 18 – сливная магистраль

Распределительный коллектор 13 связан своими нагнетательными полостями с электрическим гидрораспределителем 5, датчиком давления (ДД) 14 и гидроаккумулятором 6. Гидрораспределитель 5 своим выходным каналом соединён с входным каналом подшипника ТКР 27-145, а также через тройник с датчиком температуры (ДТ) 16 входящего масла и датчиком давления (ДД) 11 входящего масла. Сливная магистраль подшипника ТКР через трёхходовой кран 10 связана одним выходом с гидробаком 17, а другим с мерной ёмкостью 7.

Кроме того, в системе смазки стенда были спроектированы ГАКБ прокачивающий и питающий (рисунок 3.7).

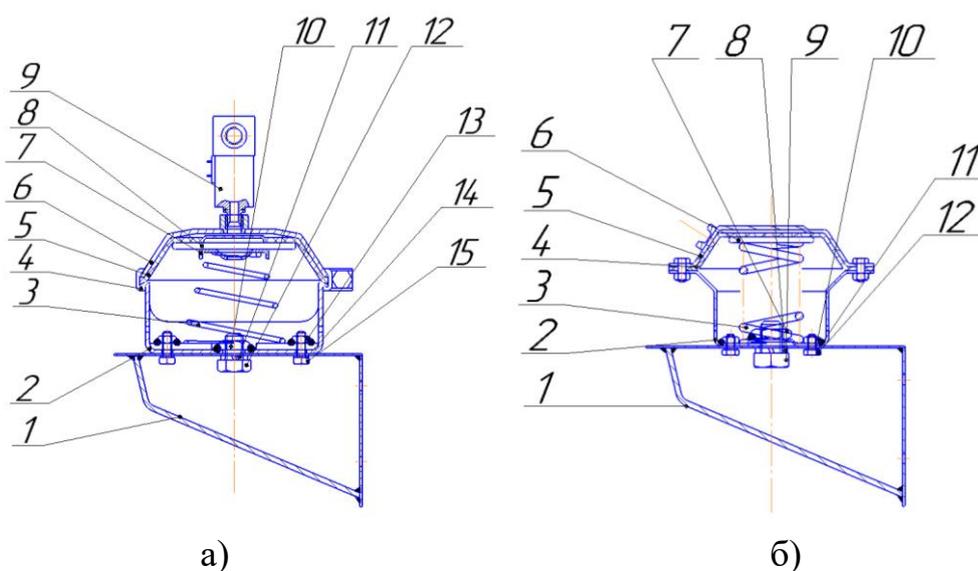


Рисунок 3.7 – Спроектированные ГАКБ: а) прокачивающий: 1 – кронштейн; 2 – корпус; 3 – пружина; 4 – хомут; 5 – мембрана маслостойкая; 6 – крышка; 7 – прокладка; 8 – диск; 9 – электроклапан; 10 – гайка; 11 – шайба; 12 – болт; 13 – гайка; 14 – шайба; 15 – болт; б) питающий: 1 – кронштейн; 2 – корпус; 3 – пружина; 4 – мембрана маслостойкая; 5 – крышка; 6 – диск; 7 – болт; 8 – болт; 9 – гайка; 10 – гайка; 11 – шайба; 12 – шайба

Как видно из рисунка 3.7 для проведения экспериментальной части работы были выбраны пружинные ГАКБ, которые обладают относительной простотой конструкции и высокой надежностью. Как видно ГАКБ имеют

значительное сходство конструктивное и позиционное. Так в обоих ГАКБ масло под давлением воздействует на мембрану маслостойкую 5 (прокачивающий ГАКБ) и 4 (питающий ГАКБ), после чего мембрана сжимает пружину 3 до полной зарядки ГАКБ. Так прокачивающий ГАКБ в своей конструкции содержит электроклапан 9 для возможности запирания объема масла под давлением при полной зарядке прокачивающего ГАКБ. И возможности его открытия электроклапаном 9 в необходимый момент времени, требующий пусковую порцию масла в момент запуска ДВС.

Рассмотрим модернизированную систему смазки (рисунок 3.8).

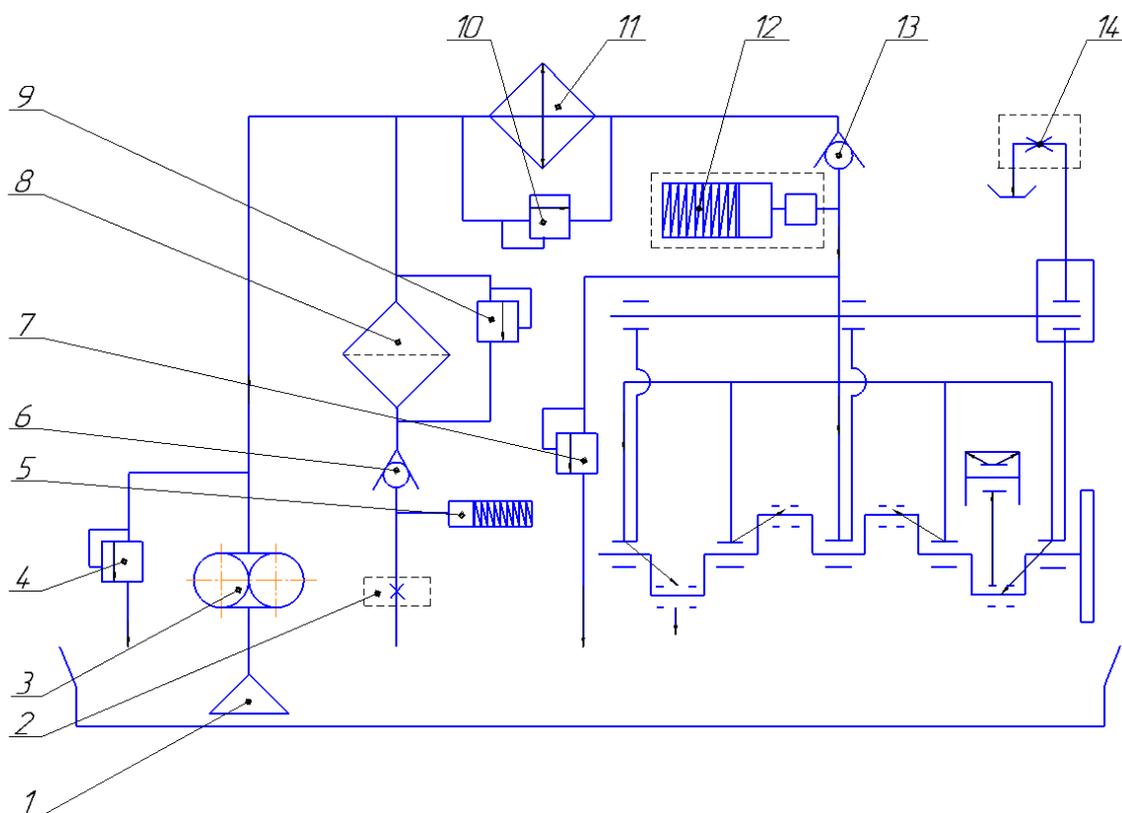


Рисунок 3.8 – Схема модернизированной системы смазки: 1 – маслозаборник; 2 – турбокомпрессор; 3 – шестеренчатый масляный насос; 4 – предохранительный клапан; 5 – ГАКБ питающий; 6 – обратный клапан; 7 – клапан слива; 8 – фильтр турбокомпрессора; 9 – перепускной клапан фильтра; 10 – предохранительный клапан; 11 – радиатор; 12 – ГАКБ прокачивающий; 13 – клапан обратный; 14 – газораспределительный механизм

Модернизированная система смазки работает следующим образом (рисунок 3.8). Шестеренчатый масляный насос 3 закачивает масло из поддона

через маслозаборник 1 к радиатору 11. В случае если по какой-либо причине прокачивание масла затруднено, то оно стравливается через предохранительный клапан 4 в поддон. В случае если забивается радиатор 11, масло через предохранительный клапан 10 поступает, минуя его. После прохождения радиатора 11 масло преодолевает сопротивление обратного клапана 13 и поступает в главную масляную магистраль. Из нее ко всем коренным подшипникам, в том числе к газораспределительному механизму 14. В этот момент происходит зарядка ГАКБ прокачивающего 12 до максимального его наполнения. Одновременно с этим масло поступает через фильтр турбокомпрессора 8 непосредственно к турбокомпрессору 2. В случае, если фильтр турбокомпрессора 8 засоряется, масло проходит, минуя его через перепускной клапан фильтра 9. Кроме того, в этот момент заряжается ГАКБ питающий 5 до максимального его наполнения. ГАКБ прокачивающий 12 перед глушением ДВС заряжается полностью и после при очередном запуске разблокируется при помощи электромагнитного клапана, обеспечивая подпитку подшипников ДВС. При остановке двигателя, циркуляция масла, благодаря ГАКБ питающему 5, в подшипниках турбокомпрессора 2 не прекращается.

Применяя в системе смазки простое и надежное устройство – гидроаккумулятор, решается существенно важная проблема обеспечения подпитки подшипников после остановки ДВС и снижении температуры подшипника ТКР и масла. Важной последующей задачей является расчет и выбор необходимых параметров ГАКБ [14, 15, 16].

Рассчитаем объём гидроаккумулятора для предпусковой прокачки масла:

$$V_{\Pi} = V_1 + V_2, \quad (3.1)$$

где  $V_{\Pi}$  – объём прокачивающего ГАКБ, л;  $V_1$  – объём нижней половины, л;  $V_2$  – объём верхней половины, л.

$$V_1 = \frac{\pi \cdot h_{\Pi} \cdot (R_{\Pi}^2 + r_{\Pi}^2 + R_{\Pi} \cdot r_{\Pi})}{3}, \quad (3.2)$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot h_{\Pi} \cdot (R_{\Pi}^2 + r_{\Pi}^2 + R_{\Pi} \cdot r_{\Pi})}{3} + \Delta_{\Pi}, \quad (3.3)$$

где  $R_{\Pi}$ ,  $r_{\Pi}$  – большой и малый радиусы рабочей камеры, м;  $h_{\Pi}$  – расстояние между радиусами, м;  $\Delta_{\Pi}$  – неучтенные объемы надкамерного пространства до электроклапана, принимаем равные – 0,02 л.

$$V_1 = 2,14 \text{ л}; V_2 = 2,34 \text{ л}; V_{\Pi} = 4,5 \text{ л}.$$

Принимаем объем прокачивающего ГАКБ равный – 4,5 л.

Рассчитаем объём гидроаккумулятора для подачи масла к подшипникам турбокомпрессора:

$$V_{\Gamma} = V_3 + V_4, \quad (3.4)$$

где  $V_{\Gamma}$  – объем питающего ГАКБ, л;  $V_3$  – объем нижней половины, л;  $V_4$  – объем верхней половины, л.

$$V_3 = \frac{\pi \cdot h_{\Gamma} \cdot (R_{\Gamma}^2 + r_{\Gamma}^2 + R_{\Gamma} \cdot r_{\Gamma})}{3}, \quad (3.5)$$

$$V_4 = \frac{\pi \cdot h_{\Gamma} \cdot (R_{\Gamma}^2 + r_{\Gamma}^2 + R_{\Gamma} \cdot r_{\Gamma})}{3} + \Delta_{\Gamma}, \quad (3.6)$$

где  $R_{\Gamma}$ ,  $r_{\Gamma}$  – большой и малый радиусы рабочей камеры, м;  $h_{\Gamma}$  – расстояние между радиусами, м;  $\Delta_{\Gamma}$  – неучтенные объемы надкамерного пространства до обратного клапана, принимаем равные – 0,02 л.

$$V_3 = 0,5 \text{ л}; V_4 = 0,7 \text{ л}; V_{\Gamma} = 1,2 \text{ л}.$$

Принимаем объем питающего ГАКБ равный – 1,2 л.

Таким образом, выбраны необходимые объемы ГАКБ для экспериментальной системы смазки [8, 9, 10].

### **Электрическая схема исследовательской установки**

Электрическая схема обеспечивает: включение основных систем и испытание ТКР при различных эксплуатационных режимах ДВС; простоту и надёжность эксплуатации; электробезопасность рабочего персонала; дистанционное включение и выключение различных элементов и систем; защиту от перегрузки, замыкания и ошибок. Электрическая система стенда предназначена для питания электродвигателя 1 (мощностью 0,75 кВт) привода шестерёнчатого насоса системы смазки стенда (рисунок 3.9). Помимо этого, для питания ТЭНа (теплоэлектронагревателя) 2 подогрева масла в гидробаке стенда, питания частотного преобразователя 3, питания катушек пускателя 4, питания регулятора нагрева 5 ТЭНа, питания электромагнитов

гидрораспределителей 6 и 7, кнопок – «Пуск-Стоп», теплового предохранительного реле 9, контрольной лампы аварийной сигнализации 10, датчика температуры 11.

Электрическая система стенда для испытания ТКР ДВС, работает следующим образом (рисунок 3.9): На входные контакты электрической системы стенда подаётся однофазный переменный ток напряжением 220 В. Параллельно входным контактам подключены электромагнитные катушки гидрораспределителей управляющие работой гидрораспределителей по команде оператора. Далее параллельно подключён ТЭН 2, с регулятором нагрева 5, позволяющим производить бесступенчатое регулирование температуры масла в гидробаке.

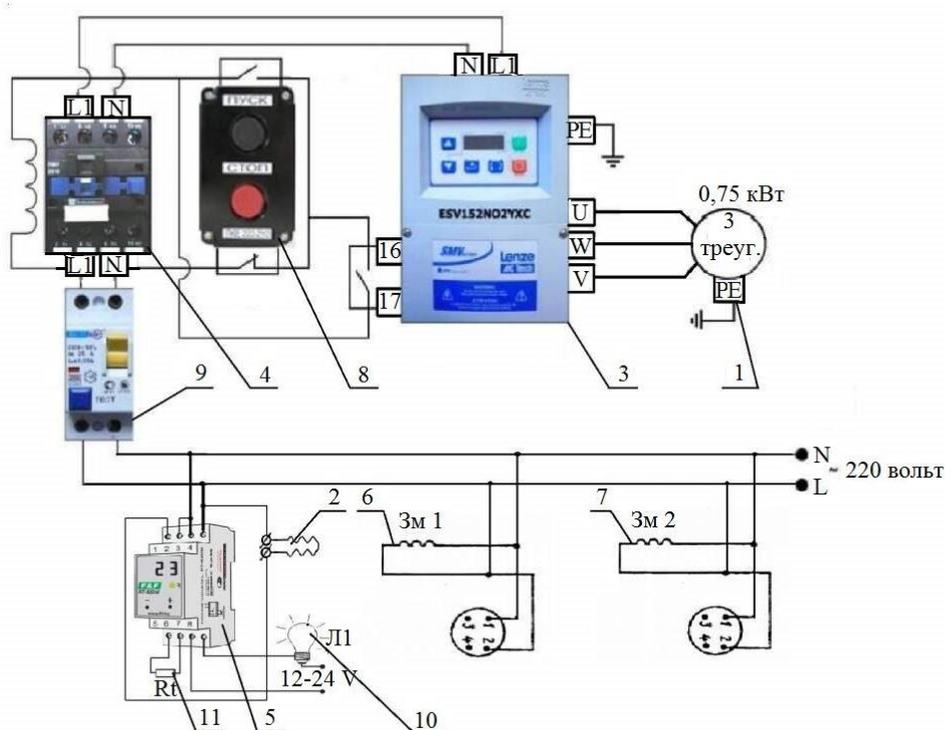


Рисунок 3.9 – Электрическая схема стенда: 1 – электродвигатель; 2 – ТЭН (теплоэлектронагреватель); 3 – частотный преобразователь; 4 – магнитный пускатель; 5 – регулятор нагрева ТЭНа; 6, 7 – электромагнитные катушки гидрораспределителей; 8 – кнопки «Пуск-стоп»; 9 – тепловое предохранительное реле; 10 – контрольная лампа аварийной сигнализации; 11 – датчик температуры

Далее параллельно подключено тепловое предохранительное реле для защиты электродвигателя стенда от перегрева и перегрузки. К тепловому реле

подключен магнитный пускатель 4 управляемый кнопками 8 – Пуск-стоп, к ним подключен частотный преобразователь 3 регулирующий частоту вращения электродвигателя 1 мощностью 0,75 кВт обмотки которого соединены в треугольник.

### 3.3 Выбор измерительных средств

Исследовательская установка имеет в своем составе КИП, которые описаны в предыдущей подглаве. Их метрологические характеристики и точность отображены в ГОСТ 14846 – 81. В КИП на панели приборов были установлены аттестованные приборы и прошедшие тарировку [11].

Измерительные средства, выбранные для контроля параметров работы ДВС и турбокомпрессора, позволяют контролировать следующие выходные параметры [6, 12]: 1. Частота вращения коленчатого вала ДВС,  $\text{мин}^{-1}$ ; Частота вращения вала ротора ТКР,  $\text{мин}^{-1}$ ; Мгновенное давление масла до входа в подшипник ТКР, МПа; Мгновенное давление масла до входа в подшипник ТКР от гидроаккумулятора, МПа; Расхода масла после ТКР, л/мин; Мгновенная температура масла до входа в подшипник ТКР,  $^{\circ}\text{C}$ ; Мгновенная температура масла до входа в подшипник ТКР от гидроаккумулятора,  $^{\circ}\text{C}$ ; Мгновенная температура масла на выходе из подшипника ТКР,  $^{\circ}\text{C}$ ; Мгновенный расход воздуха, кг/в; Часовой расход топлива, л/ч; Удельный цикловой расход топлива, мг/цикл; Время выбега ротора турбокомпрессора, с; Время выбега коленчатого вала ДВС, с.

Для возможности контроля мгновенных величин сигналов применялся USB Autoscope III (Осциллограф Постоловского). Все используемые датчики быстропеременных сигналов подсоединены к цифровому осциллографу [5]. Цифровой осциллограф USB Autoscope III (Осциллограф Постоловского) представлен на рисунке 3.10.



Рисунок 3.10 – Цифровой осциллограф USB Autoscope III (Осциллограф Постолювского) в процессе измерений параметров

При помощи осциллографа, представленного на рисунке 3.10 осуществлялся контроль выходных параметров ТКР и ДВС в режиме реального времени [2]: 1. Частота вращения коленчатого вала ДВС,  $\text{мин}^{-1}$ ; 2. Частота вращения вала ротора ТКР,  $\text{мин}^{-1}$ ; 3. Время выбега коленчатого вала ДВС, с; 4. Время выбега ротора турбокомпрессора, с; 5. Мгновенное давление масла до входа в подшипник ТКР, МПа; 6. Мгновенное давление масла до входа в подшипник ТКР от гидроаккумулятора, МПа.

Цифровой осциллограф USB Autoscope III (осциллограф Постолювского) представлен на рисунке 3.11.



Рисунок 3.11 – USB Autoscope III (осциллограф Постолювского), автомобильный цифровой осциллограф

Прибор подключается к ПК через USB-порт.

Технические характеристики прибора:

1. Количество аналоговых входов, шт. 8
2. Напряжения питания (бортовая сеть автомобиля), В 12...16
3. Количество каналов осциллографа 1, 2, 4, 8 (по выбору)
4. Потребляемая мощность не более, Вт 10
5. Габаритные размеры не более, мм 150×100×30
6. Вес не более, кг 0,3
7. Рабочий диапазон температуры окружающей среды, °С от +10 до +35
8. Диапазон температуры хранения, °С от 0 до +45
9. Влажность окружающей среды, не более % 75

Контроль частоты вращения ротора ТКР осуществляется датчиком ДМ-01, сигнал с которого в режиме реального времени приходит на цифровой осциллограф. На рисунке 3.12 показан датчик ДМ-01, закрепленный на корпусе турбокомпрессора при помощи регулируемой струбцины.



Рисунок 3.12 – Датчик, установленный на корпусе турбокомпрессора на струбцине

Струбцина надежно крепит датчик на корпусе ТКР, обеспечивая его относительную установку на величину необходимого зазора до элементов вращения.

Применяемый для измерения датчик оборотов магнитный ДМ-01 предназначен для преобразования магнитного поля от магнитной метки в

электрический сигнал и может применяться для работы с измерителями оборотов, тахометрами и отметчиками фазы в балансировочных приборах.

Технические характеристики магнитного датчика оборотов ДМ-01:

1. Тип чувствительного элемента датчик Холла униполярный
2. Напряжение питания, В 4 – 30
3. Ток потребления, мА макс. 30 мА
4. Тип выхода открытый коллектор NPN макс 20 мА
5. Выходное напряжение макс., В 40
6. Время переключения, тип., мкс ( $U_{п} - 12 В$ ) 0,15
7. Время переключения, макс., мкс 1,5
8. Рабочий диапазон температур, °С -40 + 110
9. Напряженность магнитного поля (срабатывание) Гаусс 115
10. Напряженность магнитного поля (отпускание), Гаусс 20
11. Габариты, мм М10х1х70
12. Длина соединительного кабеля, м 2
13. Исполнение кабеля маслостойкое, температура -40 + 90, °С

Магнитная метка должна быть размещена на контролируемом изделии зонковкой в сторону рабочей поверхности датчика. Перед установкой метки другого размера или формы рекомендуется определить рабочий полюс магнита и пометить его. Должны быть предусмотрены меры по исключению возможности отрыва метки от вращающегося вала (при ее размещении на валу). С прилагаемыми метками дистанция срабатывания датчика составляет не менее 10 мм. Магнитная метка размещалась на установочной шайбе (рисунок 3.13).



Рисунок 3.13 – Магнитная метка, размещенная на установочной шайбе

Магнитные метки надежно закреплены на установочной шайбе. Полностью исключается их отрыв с места установки.

Для оценки погрешности измерения частоты вращения ротора ТКР и оценки точности использовался бесконтактный лазерный тахометр МЕГЕОН 18005 (рисунок 3.14).



Рисунок 3.14 – Бесконтактный лазерный тахометр МЕГЕОН 18005

На рисунке 3.14 показан вид прибора, а на рисунке 3.13 видна специально наклеенная отражательная метка. При настройке магнитного датчика оборотов ДМ-01 параллельно на различных частотах вращения ротора ТКР использовался бесконтактный лазерный тахометр МЕГЕОН 18005. Разность показателей составляла менее 1%.

Кроме того, основными выходными параметрами контроля работоспособности ТКР являлись: 1. Мгновенное давление масла до входа в подшипник ТКР, МПа; 2. Мгновенное давление масла до входа в подшипник ТКР от гидроаккумулятора, МПа.

Для контроля величины мгновенного давления использовался дифференциальный датчик давления APZ 3020 (компактный датчик дифференциального давления). Компактный датчик дифференциального давления APZ 3020 (рисунок 3.15) для широкого спектра промышленных применений на основе дифференциального сенсора с разделительной мембраной из нержавеющей стали и погрешностью до  $\leq 0,25\%$  от диапазона измерений.

Характеристики датчика давления APZ 3020:

Диапазоны давления: от 0...0,1 бар до 0...25 бар, дифференциальное;

Основная погрешность: 0,5 / 0,25% ДИ;

Выходной сигнал: 4...20 мА;

(Ехiа исполнение — опционально); 0...20 мА; 0...10 В; 0...5 В; 0,5...4,5 В; Modbus RTU; HART;

Сенсор: кремниевый тензорезистивный;

Механическое присоединение: M20x1,5; G1/2"; M12x1,5;

Температура измеряемой среды: -40...+125 °С;

Температура окружающей среды: -50...+85 °С.



Рисунок 3.15 – Компактный датчик дифференциального давления APZ 3020

Одновременно на входе к подшипнику ТКР установлен тройной разветвитель (рисунок 3.16).



Рисунок 3.16 – Тройной разветвитель с подсоединенными к нему: 1. сверху в него приходит масло от маслостанции или гидроаккумулятора; 2. сбоку присоединен через штуцер датчик дифференциального давления APZ 3020; 3. фронтально к наблюдателю расположен штуцер с присоединенной к нему термопарой

Сверху в него приходит масло от маслостанции или гидроаккумулятора, в зависимости от того какую магистраль при подаче задействовать (рисунок 3.16). Сбоку присоединен через штуцер датчик дифференциального давления APZ 3020. Фронтально к наблюдателю расположен штуцер с присоединенной к нему термопарой контроля мгновенной температуры масла до входа в подшипник ТКР, °С и мгновенной температуры масла до входа в подшипник ТКР от гидроаккумулятора, °С (рисунок 3.16).

Под турбокомпрессором установлен трехходовой кран с расходомером масла на сливе ТКР и термопарой для измерения мгновенной температуры масла на выходе из подшипника ТКР (рисунок 3.17).



Рисунок 3.17 – Трехходовой кран с расходомером масла на сливе ТКР и термопарой для измерения мгновенной температуры масла на выходе из подшипника ТКР

При штатном режиме функционирования ТКР масло поступает в линию обратной магистрали и сливается обратно в масляный бак. Однако в случае, когда необходимо оценить расход масла через подшипник ТКР, кран переключается в положение слива в специальную магистраль и мерную емкость для измерения расхода масла через подшипник при данной температуре. В исследованиях использовалась литровая емкость, которая наполнялась полностью и регистрировалось по секундомеру время заполнения литровой емкости. После чего производилось обратное переключение крана и масло вновь поступало на слив в масляный бак. Кроме того, такие важные параметры как: мгновенный расход воздуха, кг/в; часовой расход топлива, л/ч; удельный цикловой расход топлива, мг/цикл измерялись при помощи мотор-тестера МТ-10 (рисунок 3.18).



Рисунок 3.18 – Мотор-тестер МТ-10

Мотор-тестер МТ-10 использовался с кабелем-адаптером ГАЗ АМ4-Д22-ГАЗ для выведения рабочих параметров на экран компьютерного устройства.

При работе исследовательской установки фиксация скоростного режима осуществлялась специально подготовленным рычажным устройством с тонкой градацией установочного угла и надежностью его удержания (рисунок 3.19).



Рисунок 3.19 – Рычажное устройство с тонкой градацией установочного угла

Удержание постоянства скоростного режима является важной задачей при проведении экспериментальных исследований. Реализация рычажного устройства позволяет тонко, поградусно изменять скоростной режим и надежно фиксировать его при проведении испытаний в течении длительного времени.

### 3.4 Методика обработки полученных экспериментальных осциллограмм

В процессе проведения экспериментальных исследований основным измерительным приборным средством являлся автомобильный цифровой осциллограф USB Autoscope III. При его использовании было задействовано 3 рабочих канала: 1 канал – регистрировались параметры – мгновенное давление масла до входа в подшипник ТКР, МПа или мгновенное давление масла до входа в подшипник ТКР от гидроаккумулятора, МПа; 2 канал – частота вращения вала ротора ТКР, мин<sup>-1</sup> и время выбега ротора турбокомпрессора, с; 3 канал – частота вращения коленчатого вала ДВС, мин<sup>-1</sup> и время выбега коленчатого вала ДВС, с.

Главной задачей экспериментальной работы было проверить рабочие возможности ГАКБ в эксплуатации, оценить временные диапазоны зарядки и разрядки ГАКБ. А также оценить изменение температуры масла на сливе ТКР при различных вариациях входных параметров.

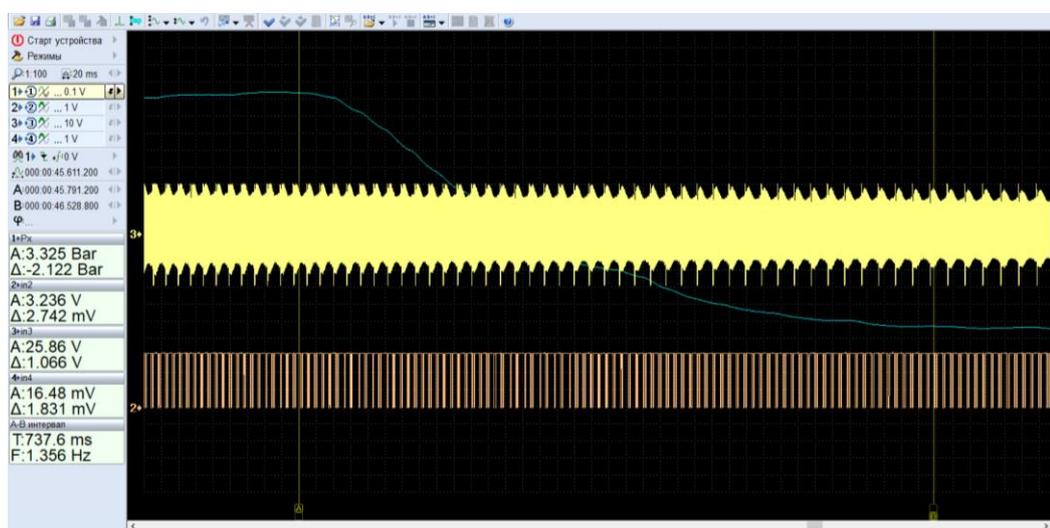


Рисунок 3.20 – Осциллограмма изменения величины давления перед подшипником турбокомпрессора в момент отключения масляного насоса: 1 канал (голубой) – сигнал давления, бар; 2 канал (оранжевый) – частота вращения ротора турбокомпрессора, мин<sup>-1</sup>; 3 канал (желтый) – частота вращения коленчатого вала ДВС, мин<sup>-1</sup> (при температуре масла перед подшипником ТКР  $t_M=45$  °С; частота вращения вала ротора ТКР – 25000 мин<sup>-1</sup>, частота вращения коленчатого вала ДВС – 2000 мин<sup>-1</sup>, время снижения величины давления  $\Delta t_{сн}=0,737$  секунды)

На начальном этапе проверялись характеристики падения давления перед подшипником ТКР при штатном выбеге вала ротора ТКР. Так на рисунке 3.20 показана осциллограмма изменения величины давления перед подшипником ТКР в момент отключения масляного насоса. Как видно на рисунке 3.20 падение величины давления перед подшипником ТКР с 3,32 бар до 1,20 бар произошло за временной интервал  $\Delta t_{\text{сн}}=0,737$  секунды. Снижение давления до нуля произошло за 3,45 секунды. Однако по мере падения величины давления расход масла через подшипник также существенно падает. При величине давления перед подшипником ТКР 0,60 бар фактически наступало условие граничности – при котором не хватало масла для обеспечения приемлемого охлаждения подшипника ТКР.

При тех же условиях, что представлены на рисунке 3.20 происходило снижение величины давления перед подшипником ТКР, но в меньшем диапазоне с 2,87 бар до 1,87 бар (рисунок 3.21).

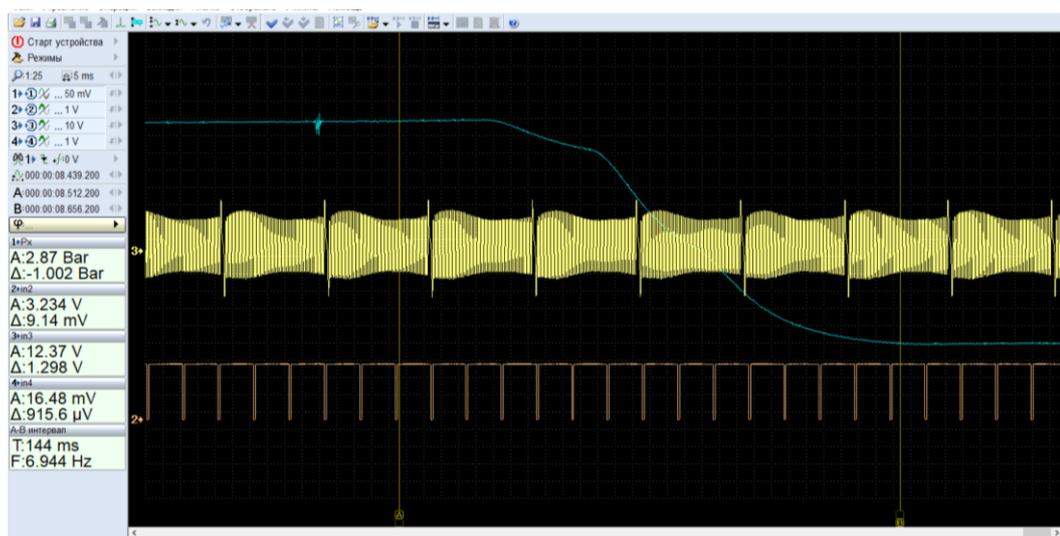


Рисунок 3.21 – Осциллограмма изменения величины давления перед подшипником турбокомпрессора в момент отключения масляного насоса: 1 канал – сигнал давления, бар; 2 канал – частота вращения ротора турбокомпрессора,  $\text{мин}^{-1}$ ; 3 канал – частота вращения коленчатого вала ДВС,  $\text{мин}^{-1}$  (при температуре масла перед подшипником ТКР  $t=45$  °С; частота вращения вала ротора ТКР –  $25000 \text{ мин}^{-1}$ , частота вращения коленчатого вала ДВС –  $2000 \text{ мин}^{-1}$ , время снижения величины давления  $\Delta t_{\text{сн}}=0,144$  секунды)

На рисунке 3.21 видно, что в данном диапазоне снижение величины давления произошло за 0,144 секунды. Что говорит о более динамичном

снижении величины давления в начале процесса и его существенном замедлении в конце разрядки. Посмотрим динамику снижения величины давления перед подшипником ТКР при максимально возможных величинах давления в системе смазки. Так на рисунке 3.22 представлена осциллограмма изменения величины давления перед подшипником турбокомпрессора в момент отключения масляного насоса при начальной частоте вращения вала ротора ТКР – 60000 мин<sup>-1</sup> и максимальной величине давления масла перед подшипником турбокомпрессора – 5,99 бар.

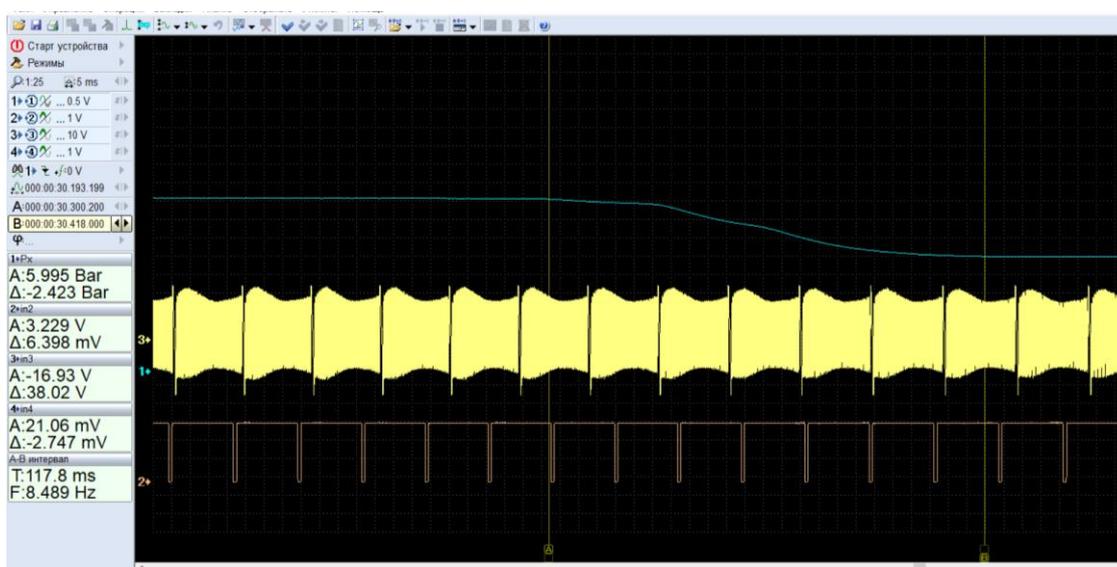


Рисунок 3.22 – Осциллограмма изменения величины давления масла перед подшипником турбокомпрессора в момент отключения масляного насоса: 1 канал – сигнал давления, бар; 2 канал – частота вращения ротора турбокомпрессора, мин<sup>-1</sup>; 3 канал – частота вращения коленчатого вала ДВС, мин<sup>-1</sup> (при температуре масла перед подшипником ТКР  $t=45$  °С; частота вращения вала ротора ТКР – 60000 мин<sup>-1</sup>, частота вращения коленчатого вала ДВС – 3100 мин<sup>-1</sup>, время снижения величины давления  $\Delta t_{\text{сн}}=0,117$  секунды)

Из рисунка 3.22 видно, что падение величины давления перед подшипником ТКР с 5,99 бар до 3,57 бар произошло за временной интервал  $\Delta t_{\text{сн}}=0,117$  секунды. Таким образом, из анализа рисунков 3.20, 3.21, 3.22 виден тренд замедления снижения величины давления и его плавный характер к времени достижения 0 бар. В любом случае падение величины давления перед подшипником ТКР с 5,99 бар до 0 бар происходило более чем за 5,25 секунды.

Однако процесс выбега вала ротора турбокомпрессора гораздо более продолжительный [10]. Из многочисленных работ следует, что при выбеге с максимальных частот вращения вала ротора ТКР время выбега может составлять 50-60 секунд. При работе штатной системы смазки подшипники ДВС и ТКР при выбеге испытывают масляное голодание, наблюдается резкий рост температуры поверхностей трения, снижение несущей способности, закоксовывание масла и выход из строя подшипников.

После установки в систему смазки ГАКБ снимались осциллограммы изменения величины давления масла перед подшипником турбокомпрессора в момент отключения масляного насоса при подпитке установленным ГАКБ. Так на рисунке 3.23 представлена осциллограмма, характерная для процесса выбега вала ротора ТКР с начальной частоты вращения  $25000 \text{ мин}^{-1}$ .

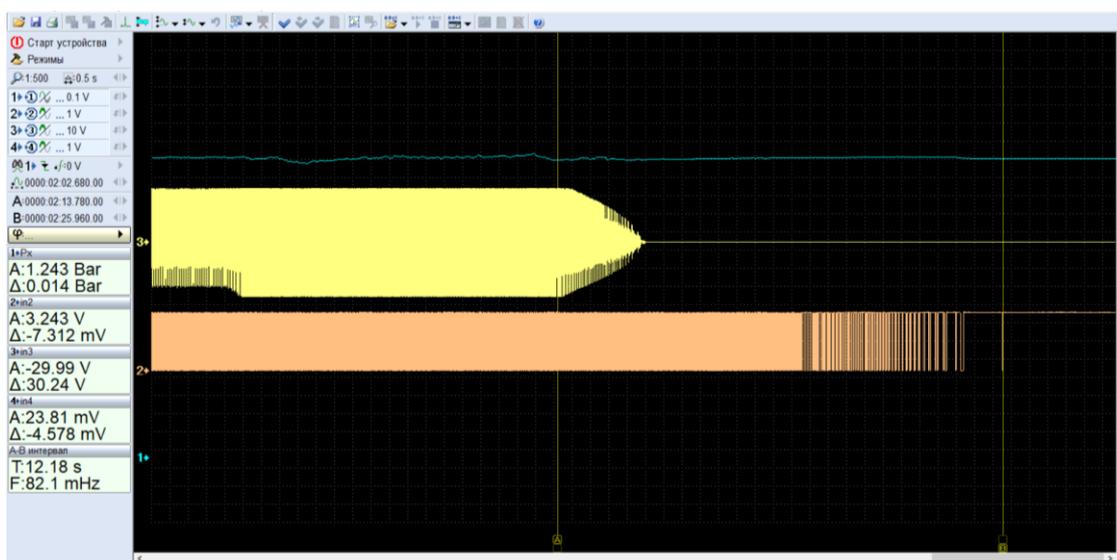


Рисунок 3.23 – Осциллограмма изменения величины давления масла перед подшипником турбокомпрессора в момент отключения масляного насоса при подпитке ГАКБ: 1 канал – сигнал давления, бар; 2 канал – частота вращения ротора турбокомпрессора,  $\text{мин}^{-1}$ ; 3 канал – частота вращения коленчатого вала ДВС,  $\text{мин}^{-1}$  (при температуре масла перед подшипником ТКР  $t=45 \text{ }^\circ\text{C}$ ; частота вращения вала ротора ТКР –  $25000 \text{ мин}^{-1}$ , частота вращения коленчатого вала ДВС –  $2000 \text{ мин}^{-1}$ )

Из рисунка 3.23 видно, что выбег ДВС до полной остановки происходит за 2,36 секунды, тогда как выбег вала ротора ТКР сопровождается 12,18



### 3.5 Обработка экспериментальных данных и их систематизация

Для математической обработки экспериментальных данных необходимо было выбрать методику, план эксперимента, математический аппарат, прикладные программы для автоматизации расчетов и представления графических данных. Необходимой основой явились методы теории вероятностей и математической статистики [6, 11]. При планировании эксперимента были выбраны входные и выходные параметры, управляемые факторы процесса проведения эксперимента, необходимые граничные условия. В непосредственной части проведения расчетов и подготовки эксперимента было определено число повторностей каждого индивидуального опыта, которое равнялось 5. Предварительно были оценены пределы варьирования входных факторов и степень влияния каждого фактора для учета корреляции параметров. Отбрасывались точки эксперимента, которые существенно выходили за пределы разброса результатов данных. Определялся коэффициент вариации, величины ошибки и проводилась верификация данных по стандартным методикам.

Из множества стандартных методик обработки данных был выбран план ПФЭ  $2^3$ . При реализации данной методики выбираются два фактора и один или несколько результативных признаков (в нашем случае это время выбега ротора ТКР, мин<sup>-1</sup>). Число опытов в нашем случае при трех интервалах вариации составляет 8. Используя вариант плана эксперимента ПФЭ  $2^n$  определяют все возможные сочетания факторов и определяют коэффициенты корреляции. Все коэффициенты корреляции  $b_{12\dots n}$ , определяют последовательно, с учетом их веса при возможно большем числе комбинаций входных факторов  $x_1, x_2, \dots, x_n$ .

Вычисление коэффициентов корреляции производится для плана ПФЭ  $2^n$  по формуле:

$$b_i = \frac{\sum_{U=1}^N x_{iU} Y_U}{N}, \quad (3.7)$$

Последовательность вычислений при реализации плана ПФЭ  $2^n$  заключается в первоначальном определении значения  $b_0$ ,  $C_n^1 = n$  группы коэффициентов  $b_i$ ,  $C_n^2$  серии коэффициентов при возможных сочетаниях двух

входных факторов  $b_{ij}$ ,  $C_n^3$  группы коэффициентов, определяющих тройные сочетания факторов  $b_{ijk}$ , ...,  $C_n^n = 1$  группы коэффициентов  $b_{12...n}$ . максимального числа взаимодействий входных факторов. После предыдущих пояснений, формула для определения коэффициентов корреляции имеет вид:

$$1 + n + C_n^2 + C_n^3 + \dots + C_n^n = m + 1 = 2^2 = N, \quad (3.8)$$

Для плана ПФЭ  $2^3$  число факторов  $n = 3$ . Выполняется  $N = 2^3 = 8$  опытов. Конечное выражение в зависимости от того, какая точность необходима в исследованиях, может содержать до восьми коэффициентов:

$$Y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3, \quad (3.9)$$

Результируя сказанное, конечный план эксперимента может быть представлен в следующем виде (таблица 3.1)

Таблица 3.1 – Конечный план эксперимента

$i$	0	1	2	3	4	5	6	7	8
$U$	$x_0$	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_1x_2$	$x_1x_3$	$x_2x_3$	$x_1x_2x_3$	$Y$
1	1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	$Y_1$
2	1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	$Y_2$
3	1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	$Y_3$
4	1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	$Y_4$
5	1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	$Y_5$
6	1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	$Y_6$
7	1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	$Y_7$
8	1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	$Y_8$
$\sum_{U=1}^N x_{iU}$	8	0	0	0	0	0	0	0	

Как видно из таблицы 3.1, конечный план эксперимента представляет собой комбинацию, состоящую из восьми строк, включая тройное сочетание факторов и восьми столбцов. При подсчете уравнений регрессии

использовалась нелинейная регрессия, т.к. взаимовлияние факторов имеет явные изломы и максимумы (минимумы) [6, 7].

Последующая обработка данных эксперимента производилась с использованием приложения SIGMAPLOT.

### 3.6 Контрольные вопросы

1. Что представляет собой общая методика исследований?
2. Что включают в себя программа и методика исследований?
3. Какие задачи ставятся в главе методика исследований и решены ли они?
4. Опишите экспериментальную установку и ее особенности.
5. Что представляет собой нагрузочное устройство в установке?
6. Для каких целей в эксперименте применяется мотор-тестер МТ-10?
7. Для каких целей в эксперименте применяется USB-Autoscope III (осциллограф Постоловского)?
8. Выбор двигателя ЗМЗ-4062 в качестве экспериментального стенда.
9. Назначение автономной маслостанции.
10. Для чего применяются ТЭНы в масляном баке маслостанции?
11. Турбокомпрессор К27-145. Его характеристики.
12. Какие приборные средства и элементы размещены на панели приборов?
13. Из каких элементов состоит гидравлическая система исследовательской установки?
14. Почему в гидравлической схеме было установлено два гидроаккумулятора? В чем их отличие?
15. Особенности системы смазки после установки дополнительных элементов.
16. Из каких элементов состоит электрическая схема исследовательской установки?
17. Для каких целей применялся датчик ДМ-01?
18. Для чего нужен бесконтактный лазерный тахометр МЕГЕОН 18005?
19. Почему был выбран датчик давления APZ 3020? В чем его особенности?
20. В какие точки гидравлической схемы устанавливались термопары?

21. Для чего использовался трехходовой кран с расходомерным устройством контроля количества масла на сливной магистрали турбокомпрессора?

22. Что представляла собой экспериментальная осциллограмма? Какие параметры фиксировались в ходе измерений?

23. Какая методика обработки экспериментальных данных была принята?

24. Почему при обработке данных применялась модель нелинейной регрессии? В чем ее особенности?

25. Какие прикладные программы и приложения использовались для обработки экспериментальных данных?

## 4 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

### 4.1 Подготовительный этап экспериментальных исследований

Для подтверждения теоретических предпосылок были проведены экспериментальные исследования по поиску зависимости времени выбега ротора ТКР  $t_{\text{выб}}$ , с от трех входных параметров: входного давления  $P_{\text{вх}}$ , МПа; частоты вращения ротора ТКР  $n$ , мин<sup>-1</sup> и температуры масла на входе в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}$ , °С) [6].

Перед проведением экспериментальных исследований (для исключения влияния сторонних факторов на процесс измерения) была произведена оценка износа ЦПГ при помощи пневмотестера К-69 [6, 12]. Результаты измерений приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты контроля износа цилиндров ДВС ЗМЗ-406 методом опрессовки при помощи пневмотестера К-69

Номер цилиндра	1	2	3	4
У1 начало такта сжатия	2%	2%	2%	2,5%
У2 конец такта сжатия	7%	7,5%	7%	7,5%
У2-У1 разница	5%	5,5%	5%	5%

Перед проведением экспериментальной работы были продиагностированы основные системы ДВС: система питания, система зажигания, цилиндропоршневая группа, газораспределительный механизм, микропроцессорная система управления. Их техническое состояние приведено в соответствие нормативной документации. Влияние всех перечисленных систем было сведено к минимуму. В процессе экспериментальных исследований производилось измерение выходных параметров этих систем во избежание влияния на процесс измерения.

## 4.2 Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР $T_{\text{вых}}$ , °C от входных параметров

### 4.2.1 Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входных параметров (при температуре масла на входе в подшипник ТКР $T_{\text{вх}}=50$ °C)

Для построения экспериментальной зависимости температуры масла на сливе ТКР в зависимости от входного давления перед подшипником ТКР и частоты вращения ротора ТКР воспользуемся данными из наших более ранних исследований [6, 12, 15].

По данным работ была построена графическая зависимость температуры масла на сливе ТКР  $T_{\text{вых}}$ , °C от входного давления  $P_{\text{вх}}$ , МПа и частоты вращения ротора ТКР  $n$ , мин<sup>-1</sup> (при постоянной температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}=50$  °C) (рисунок 4.1).

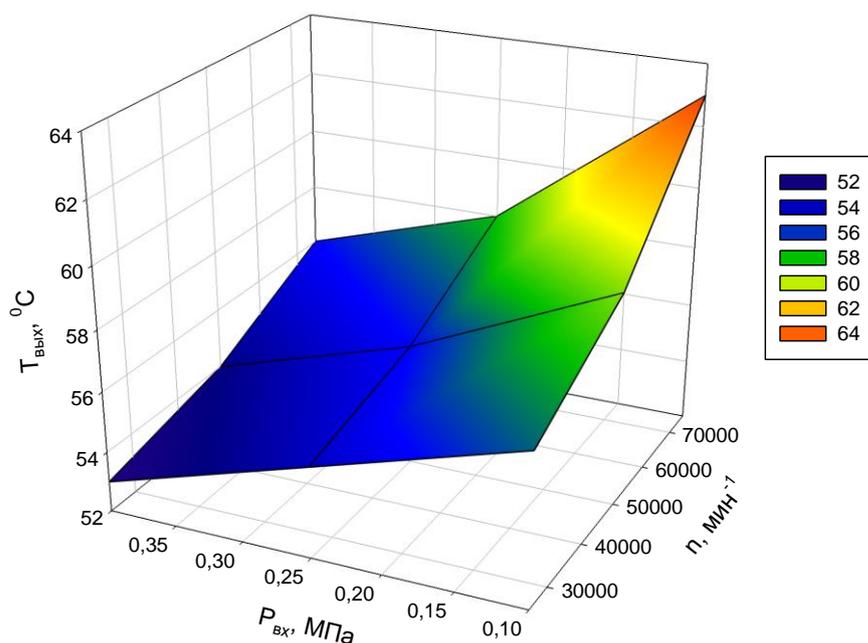


Рисунок 4.1 – Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входного давления и частоты вращения ротора ТКР (при температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}=50$  °C)

Зависимость, представленная на рисунке 4.1, выражается уравнением:

$$T_{\text{вых}}(n, P_{\text{вх}}) = 60,8 - 2,66 \cdot 10^{-5} \cdot n - 32,5 \cdot P_{\text{вх}} + 1,06 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 + 29,6 \cdot P_{\text{вх}}^2, \quad (4.1)$$

Как видно из рисунка 4.1, температура масла на сливе ТКР зависит в равной мере и от величины входного давления, и от частоты вращения ротора ТКР. Так снижение величины температуры масла на сливе ТКР (при частоте вращения ротора ТКР  $25000 \text{ мин}^{-1}$ ) при увеличении входного давления с  $0,1$  до  $0,4 \text{ МПа}$  составило  $4 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $57 - 53 \text{ }^\circ\text{C}$ ). В зоне высоких частот вращения ( $n=75000 \text{ мин}^{-1}$ ) разность составила  $63 - 56 \text{ }^\circ\text{C} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$ . Тепловыделение в зоне высоких частот вращения ротора ТКР заметно увеличивается. Однако и увеличение частоты вращения ротора ТКР при постоянной величине входного давления масла приводит к росту величины температуры масла на сливе ТКР  $T_{\text{вых}}$ ,  $^\circ\text{C}$ . Так рост частоты вращения ротора ТКР с  $25000$  до  $75000 \text{ мин}^{-1}$  (величина входного давления  $0,1 \text{ МПа}$ ) приводит к увеличению температуры масла на сливе ТКР с  $57$  до  $63 \text{ }^\circ\text{C}$ . Т.е. прибавка составляет  $6 \text{ }^\circ\text{C}$ . В зоне же входного давления  $0,4 \text{ МПа}$  рост температуры масла на сливе ТКР составил  $3 \text{ }^\circ\text{C}$  (с  $53$  до  $56 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Объясняется меньший прирост температуры масла на сливе хорошей прокачиваемостью масла при высоком входном давлении  $0,4 \text{ МПа}$ . Тогда как при малой величине входного давления прокачиваемость падает, и температура масла на выходе существенно возрастает, более динамично на высоких частотах вращения ротора ТКР.

#### **4.2.2 Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входных параметров (при температуре масла на входе в подшипник ТКР $T_{\text{вх}}=70 \text{ }^\circ\text{C}$ )**

Для построения экспериментальной зависимости температуры масла на сливе ТКР воспользуемся данными наших работ [6, 12, 15]. В результате получена графическая зависимость температуры масла на сливе ТКР  $T_{\text{вых}}$ ,  $^\circ\text{C}$  от входного давления  $P_{\text{вх}}$ , МПа и частоты вращения ротора ТКР  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$  (при постоянной температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}=70 \text{ }^\circ\text{C}$ ) (рисунок 4.2).

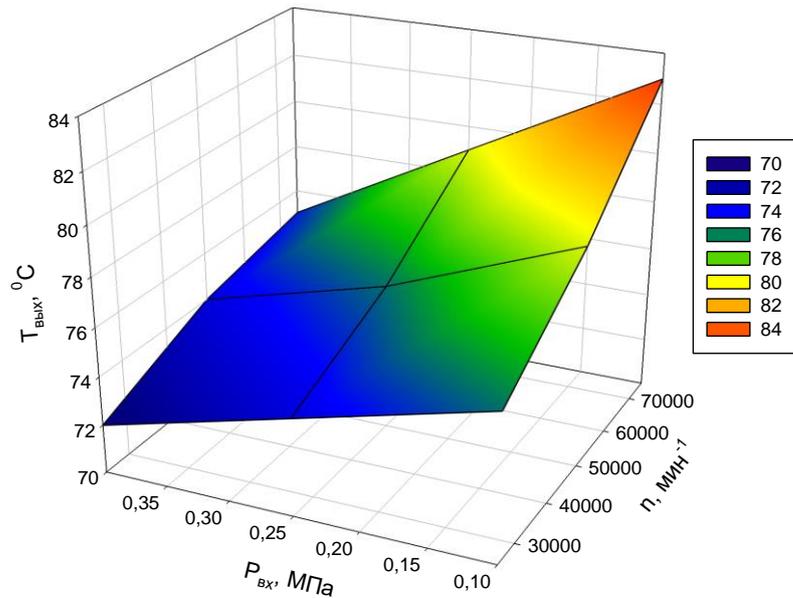


Рисунок 4.2 – Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входного давления и частоты вращения ротора ТКР (при температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{вх}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Зависимость, представленная на рисунке 4.2, описывается уравнением:

$$T_{\text{вых}}(n, P_{\text{вх}}) = 60,8 - 2,66 \cdot 10^{-5} \cdot n - 32,5 \cdot P_{\text{вх}} + 1,06 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 + 29,6 \cdot P_{\text{вх}}^2, \quad (4.2)$$

Как видно из рисунка 4.2, температура масла на сливе ТКР зависит в равной мере и от величины входного давления, и от частоты вращения ротора ТКР. Так снижение величины температуры масла на сливе ТКР (при частоте вращения ротора ТКР  $25000\text{ мин}^{-1}$ ) при увеличении входного давления с  $0,1$  до  $0,4\text{ МПа}$  составило  $4\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $76 - 72\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). В зоне высоких частот вращения ( $n=75000\text{ мин}^{-1}$ ) разность составила  $83 - 75\text{ }^{\circ}\text{C} = 8\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Тепловыделение в зоне высоких частот вращения ротора ТКР заметно увеличивается. Однако и увеличение частоты вращения ротора ТКР при постоянной величине входного давления масла приводит к росту величины температуры масла на сливе ТКР  $T_{\text{вых}},\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Так рост частоты вращения ротора ТКР с  $25000$  до  $75000\text{ мин}^{-1}$  (величина входного давления  $0,1\text{ МПа}$ ) приводит к увеличению температуры масла на сливе ТКР с  $76$  до  $83\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Т.е. прибавка составляет  $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ . В зоне же входного давления  $0,4\text{ МПа}$  рост температуры масла на сливе ТКР составил  $3\text{ }^{\circ}\text{C}$  (с  $72$  до  $75\text{ }^{\circ}\text{C}$ ). Объясняется меньший прирост температуры масла на сливе хорошей прокачиваемостью масла при высоком входном давлении  $0,4\text{ МПа}$ .

Тогда как при малой величине входного давления прокачиваемость падает, и температура масла на выходе существенно возрастает.

#### 4.2.3 Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входных параметров (при температуре масла на входе в подшипник ТКР $T_{вх}=90$ °С)

Для построения экспериментальной зависимости температуры масла на сливе ТКР воспользуемся данными наших работ [6, 12, 16]. В результате получена графическая зависимость температуры масла на сливе ТКР  $T_{вых}$ , °С от входного давления  $P_{вх}$ , МПа и частоты вращения ротора ТКР  $n$ , мин<sup>-1</sup> (при постоянной температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{вх}=90$  °С) (рисунок 4.3).

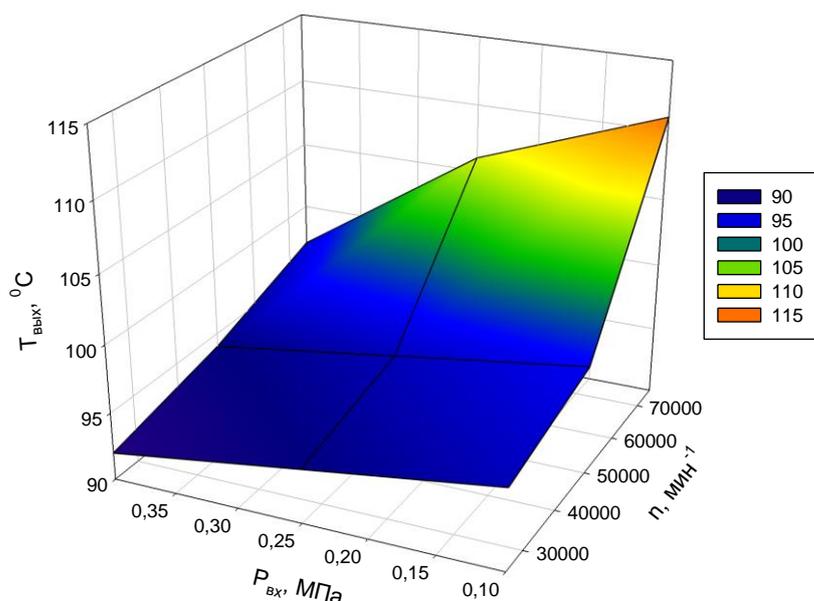


Рисунок 4.3 – Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входного давления и частоты вращения ротора ТКР (при температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{вх}=90$  °С)

Зависимость, представленная на рисунке 4.3, описывается уравнением:

$$T_{вых}(n, P_{вх}) = 103,37 - 0,0003 \cdot n - 9,6 \cdot P_{вх} + 5,33 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 - 29,6 \cdot P_{вх}^2, \quad (4.3)$$

Как видно из рисунка 4.3, температура масла на сливе ТКР зависит в равной мере и от величины входного давления, и от частоты вращения ротора

ТКР. Так снижение величины температуры масла на сливе ТКР (при частоте вращения ротора ТКР  $25000 \text{ мин}^{-1}$ ) при увеличении входного давления с  $0,1$  до  $0,4 \text{ МПа}$  составило  $4 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $96 - 92 \text{ }^\circ\text{C}$ ). В зоне высоких частот вращения ( $n=75000 \text{ мин}^{-1}$ ) разность составила  $111 - 97 \text{ }^\circ\text{C} = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Тепловыделение в зоне высоких частот вращения ротора ТКР заметно увеличивается. Однако и увеличение частоты вращения ротора ТКР при постоянной величине входного давления масла приводит к росту величины температуры масла на сливе ТКР  $T_{\text{вых}}$ ,  $^\circ\text{C}$ . Так рост частоты вращения ротора ТКР с  $25000$  до  $75000 \text{ мин}^{-1}$  (величина входного давления  $0,1 \text{ МПа}$ ) приводит к увеличению температуры масла на сливе ТКР с  $96$  до  $111 \text{ }^\circ\text{C}$ . Т.е. прибавка составляет  $15 \text{ }^\circ\text{C}$ . В зоне же входного давления  $0,4 \text{ МПа}$  рост температуры масла на сливе ТКР составил  $5 \text{ }^\circ\text{C}$  (с  $92$  до  $97 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

Объясняется меньший прирост температуры масла на сливе хорошей прокачиваемостью масла при высоком входном давлении  $0,4 \text{ МПа}$ . Тогда как при малой величине входного давления прокачиваемость падает, и температура масла на выходе существенно возрастает, более динамично на высоких частотах вращения.

#### **4.2.4 Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входных параметров (при давлении масла на входе в подшипник ТКР $P_{\text{вх}}=0,1 \text{ МПа}$ )**

Для установления экспериментальной зависимости температуры масла на сливе ТКР используем наши ранние работы [6, 12, 15]. В результате получим графическую зависимость температуры масла на сливе ТКР  $T_{\text{вых}}$ ,  $^\circ\text{C}$  от входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}$ ,  $^\circ\text{C}$  и частоты вращения ротора ТКР  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$  (при постоянной величине давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{\text{вх}}=0,1 \text{ МПа}$ ) (рисунок 4.4).

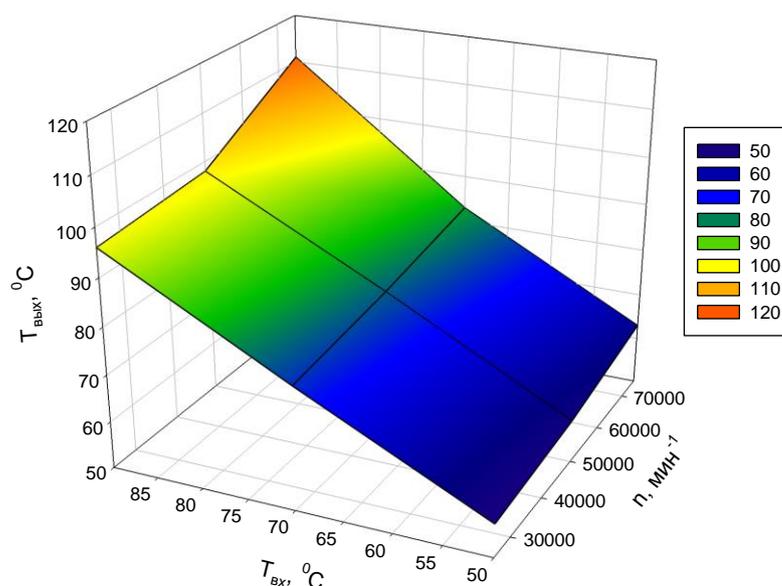


Рисунок 4.4 – Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входной температуры масла в подшипник ТКР и частоты вращения ротора ТКР (при давлении масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,1$  МПа)

Зависимость, представленная на рисунке 4.4, описывается уравнением:

$$T_{\text{вых}}(n, T_{\text{вх}}) = 20,6 - 0,0002 \cdot n + 0,58 \cdot T_{\text{вх}} + 3,73 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 + 0,003 \cdot T_{\text{вх}}^2, \quad (4.4)$$

Как видно из рисунка 4.4, температура масла на сливе ТКР зависит и от величины входной температуры масла, и от частоты вращения ротора ТКР. Так снижение величины температуры масла на сливе ТКР (при  $n = 25000 \text{ мин}^{-1}$ ) при увеличении входной температуры с 50 до 90 °С составило 39 °С (96 – 57 °С). В зоне высоких частот вращения ( $n=75000 \text{ мин}^{-1}$ ) разность составила 111 – 63 °С = 48 °С. Тепловыделение в зоне высоких частот вращения ротора ТКР заметно увеличивается. Однако и увеличение частоты вращения ротора ТКР при постоянной величине входной температуры масла приводит к росту величины температуры масла на сливе ТКР  $T_{\text{вых}}$ , °С. Так рост частоты вращения ротора ТКР с 25000 до 75000  $\text{мин}^{-1}$  (величина входной температуры 90 °С) приводит к увеличению температуры масла на сливе ТКР с 96 до 111 °С. Т.е. прибавка составляет 15 °С. В зоне же входной температуры 50 °С рост температуры масла на сливе ТКР составил 6 °С (с 57 до 63 °С). Объясняется больший прирост температуры масла на сливе при высоких входных температурах масла повышенной теплоотдачей от деталей ТКР, хорошей

прокачиваемостью масла при сниженной вязкости. Тогда как при низкой величине входной температуры теплоотдача деталей ТКР на порядки ниже.

#### 4.2.5 Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входных параметров (при давлении масла на входе в подшипник ТКР $P_{вх}=0,25$ МПа)

Для установления экспериментальной зависимости температуры масла на сливе ТКР воспользуемся [6]. В результате получим графическую зависимость температуры масла на сливе ТКР  $T_{вых}$ , °С от входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{вх}$ , °С и частоты вращения ротора ТКР  $n$ , мин<sup>-1</sup> (при постоянной величине давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,25$  МПа) (рисунок 4.5).

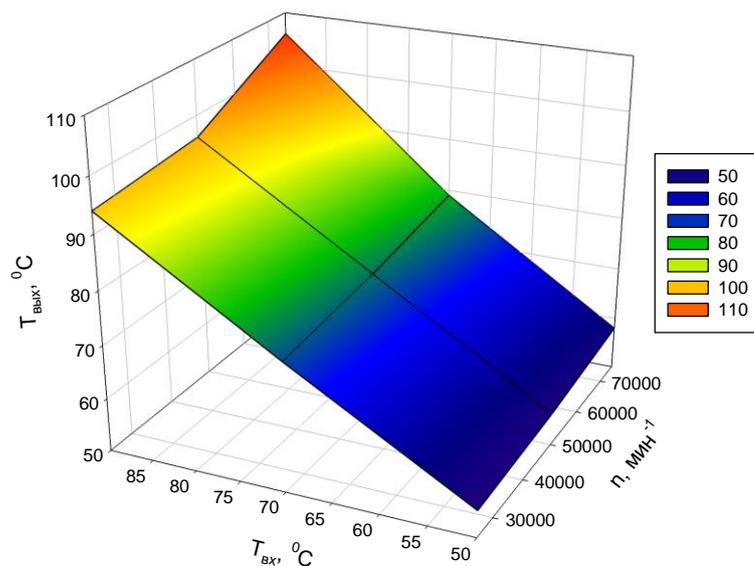


Рисунок 4.5 – Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входной температуры масла в подшипник ТКР и частоты вращения ротора ТКР (при давлении масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,25$  МПа)  
Зависимость, представленная на рисунке 4.5, описывается уравнением:

$$T_{вых}(n, T_{вх}) = 15,4 - 0,0001 \cdot n + 0,65 \cdot T_{вх} + 2,66 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 + 0,0029 \cdot T_{вх}^2, \quad (4.5)$$

Как видно из рисунка 4.5, температура масла на сливе ТКР зависит и от величины входной температуры масла, и от частоты вращения ротора ТКР. Так снижение величины температуры масла на сливе ТКР (при частоте

вращения ротора ТКР  $25000 \text{ мин}^{-1}$ ) при увеличении входной температуры с  $50$  до  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  составило  $39 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $94 - 55 \text{ }^\circ\text{C}$ ). В зоне высоких частот вращения ( $n=75000 \text{ мин}^{-1}$ ) разность составила  $106 - 58 \text{ }^\circ\text{C} = 48 \text{ }^\circ\text{C}$ . Тепловыделение в зоне высоких частот вращения ротора ТКР заметно увеличивается. Однако и увеличение частоты вращения ротора ТКР при постоянной величине входной температуры масла приводит к росту величины температуры масла на сливе ТКР  $T_{\text{вых}}$ ,  $^\circ\text{C}$ . Так рост частоты вращения ротора ТКР с  $25000$  до  $75000 \text{ мин}^{-1}$  (величина входной температуры  $90 \text{ }^\circ\text{C}$ ) приводит к увеличению температуры масла на сливе ТКР с  $94$  до  $106 \text{ }^\circ\text{C}$ . Т.е. прибавка составляет  $12 \text{ }^\circ\text{C}$ . В зоне же входной температуры  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  рост температуры масла на сливе ТКР составил  $3 \text{ }^\circ\text{C}$  (с  $55$  до  $58 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Объясняется больший прирост температуры масла на сливе при высоких входных температурах масла повышенной теплоотдачей от деталей ТКР, хорошей прокачиваемостью масла при сниженной вязкости. Тогда как при низкой величине входной температуры теплоотдача деталей ТКР на порядки ниже.

#### **4.2.6 Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входных параметров (при давлении масла на входе в подшипник ТКР $P_{\text{вх}}=0,4 \text{ МПа}$ )**

Для установления экспериментальной зависимости температуры масла на сливе ТКР возьмем за основу работы [6, 12, 15]. В результате получим графическую зависимость температуры масла на сливе ТКР  $T_{\text{вых}}$ ,  $^\circ\text{C}$  от входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}$ ,  $^\circ\text{C}$  и частоты вращения ротора ТКР  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$  (при постоянной величине давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{\text{вх}}=0,4 \text{ МПа}$ ) (рисунок 4.6).

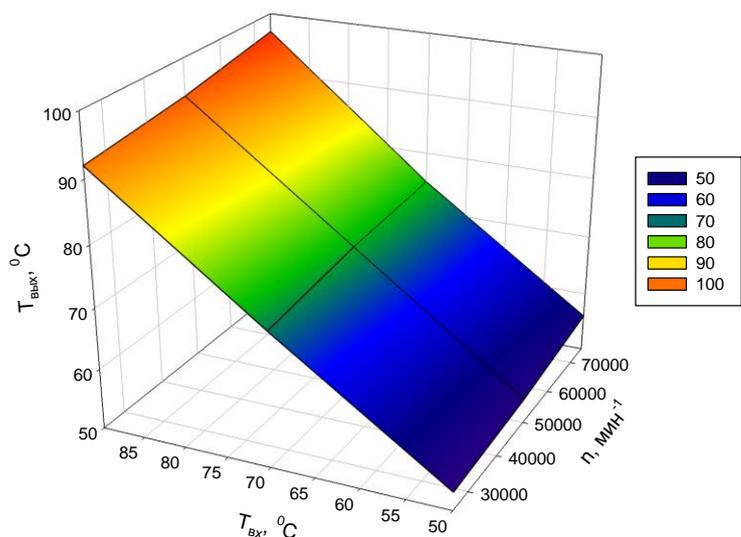


Рисунок 4.6 – Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входной температуры масла в подшипник ТКР и частоты вращения ротора ТКР (при давлении масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,4$  МПа)

Зависимость, представленная на рисунке 4.6, описывается уравнением:

$$T_{\text{вых}}(n, T_{\text{вх}}) = 8,7 + 4,66 \cdot 10^{-5} \cdot n + 0,76 \cdot T_{\text{вх}} + 2,66 \cdot 10^{-10} \cdot n^2 + 0,0017 \cdot T_{\text{вх}}^2, \quad (4.6)$$

Как видно из рисунка 4.6, температура масла на сливе ТКР зависит и от величины входной температуры масла, и от частоты вращения ротора ТКР. Так снижение величины температуры масла на сливе ТКР (при частоте вращения ротора ТКР  $25000 \text{ мин}^{-1}$ ) при увеличении входной температуры с  $50$  до  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  составило  $39 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $92 - 53 \text{ }^\circ\text{C}$ ). В зоне высоких частот вращения ( $n=75000 \text{ мин}^{-1}$ ) разность составила  $97 - 56 \text{ }^\circ\text{C} = 41 \text{ }^\circ\text{C}$ . Тепловыделение в зоне высоких частот вращения ротора ТКР заметно увеличивается. Однако и увеличение частоты вращения ротора ТКР при постоянной величине входной температуры масла приводит к росту величины температуры масла на сливе ТКР  $T_{\text{вых}}, \text{ }^\circ\text{C}$ . Так рост частоты вращения ротора ТКР с  $25000$  до  $75000 \text{ мин}^{-1}$  (величина входной температуры  $90 \text{ }^\circ\text{C}$ ) приводит к увеличению температуры масла на сливе ТКР с  $92$  до  $97 \text{ }^\circ\text{C}$ . Т.е. прибавка составляет  $5 \text{ }^\circ\text{C}$ . В зоне же входной температуры  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  рост температуры масла на сливе ТКР составил  $3 \text{ }^\circ\text{C}$  (с  $53$  до  $56 \text{ }^\circ\text{C}$ ). Объясняется больший прирост температуры масла на сливе при высоких входных температурах масла повышенной теплоотдачей от деталей ТКР, хорошей прокачиваемостью масла при сниженной вязкости.

Тогда как при низкой величине входной температуры теплоотдача деталей ТКР на порядки ниже.

#### 4.2.7 Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входных параметров (при частоте вращения ротора ТКР $n=25000$ мин<sup>-1</sup>)

Для установления экспериментальной зависимости температуры масла на сливе ТКР воспользуемся данными работ [6, 12]. В результате получена графическая зависимость температуры масла на сливе ТКР  $T_{\text{вых}}$ , °С от давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{\text{вх}}$ , МПа и входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}$ , °С (при частоте вращения ротора ТКР  $n=25000$  мин<sup>-1</sup>) (рисунок 4.7).

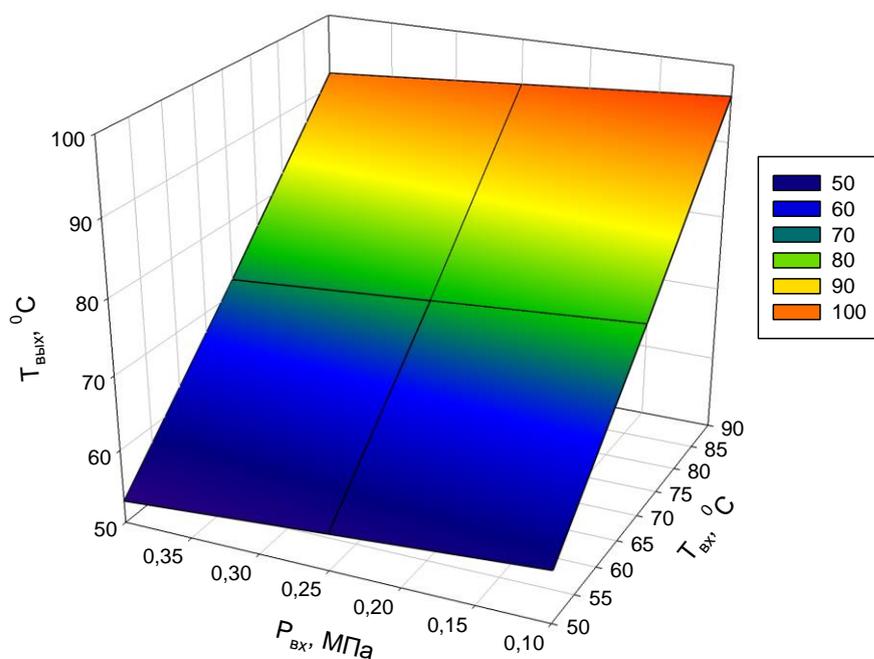


Рисунок 4.7 – Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от давления масла на входе в подшипник ТКР и входной температуры масла в подшипник ТКР (при частоте вращения ротора ТКР  $n=25000$  мин<sup>-1</sup>)

Зависимость, представленная на рисунке 4.7, определяется уравнением:

$$T_{\text{вых}}(T_{\text{вх}}, P_{\text{вх}}) = 15,2 + 0,8 \cdot T_{\text{вх}} - 13,3 \cdot P_{\text{вх}} + 0,0012 \cdot T_{\text{вх}}^2 - 2,91 \cdot 10^{-11} \cdot P_{\text{вх}}^2, \quad (4.7)$$

Как видно из рисунка 4.7, температура масла на сливе ТКР в незначительной степени зависит от изменения входной величины давления масла. Так, разница входных давлений 0,4 – 0,25 МПа (при  $T_{вх}=50$  °С) приводит к небольшому увеличению температуры масла на сливе ТКР (изменение составляет в пределах от 53 до 55 °С). Тогда как разность входных давлений 0,25 – 0,1 МПа приводит к незаметному (линейному) увеличению температуры масла на сливе ТКР (изменение составляет в пределах от 55 до 57 °С). Из рисунка 4.7 видно, что с увеличением входной температуры масла в подшипник ТКР температура масла на сливе ТКР увеличивается. Так при постоянной величине входного давления масла 0,4 МПа увеличение входной температуры масла в подшипник ТКР в пределах с 50 до 90 °С приводит к увеличению температуры масла на сливе ТКР с 53 до 92 °С. При давлении масла 0,1 МПа увеличение составляет с 57 до 96 °С. При меньшем давлении теплоотдача существенно выше. Этим объясняется прирост температуры масла на сливе ТКР.

#### **4.2.8 Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входных параметров (при частоте вращения ротора ТКР $n=50000$ мин<sup>-1</sup>)**

Для установления экспериментальной зависимости температуры масла на сливе ТКР возьмем за основу наши исследования [6, 12, 15]. В результате построена графическая зависимость температуры масла на сливе ТКР  $T_{вых}$ , °С от давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}$ , МПа и входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{вх}$ , °С (при частоте вращения ротора ТКР  $n=50000$  мин<sup>-1</sup>) (рисунок 4.8).

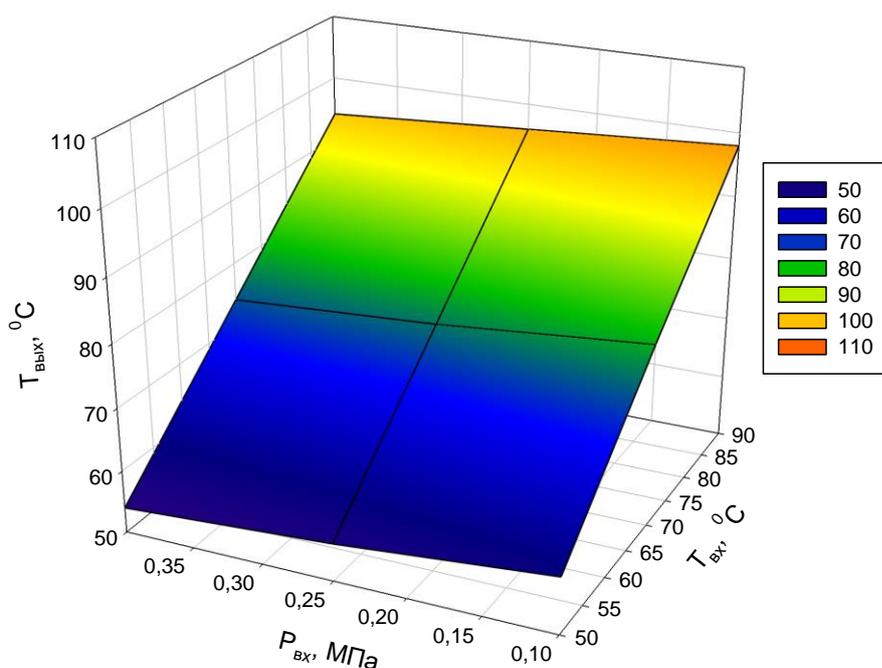


Рисунок 4.8 – Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от давления масла на входе в подшипник ТКР и входной температуры масла в подшипник ТКР (при частоте вращения ротора ТКР  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$ )

Зависимость, представленная на рисунке 4.8, описывается уравнением:

$$T_{\text{вых}}(T_{\text{вх}}, P_{\text{вх}}) = 9,46 + 1,05 \cdot T_{\text{вх}} - 22,9 \cdot P_{\text{вх}} - 0,0004 \cdot T_{\text{вх}}^2 + 14,81 \cdot P_{\text{вх}}^2, \quad (4.8)$$

Как видно из рисунка 4.8, температура масла на сливе ТКР в незначительной степени зависит от изменения входной величины давления масла. Так, разница входных давлений 0,4 – 0,25 МПа (при  $T_{\text{вх}}=50 \text{ °C}$ ) приводит к небольшому увеличению температуры масла на сливе ТКР (изменение составляет в пределах от 54 до 56 °C). Тогда как разность входных давлений 0,25 – 0,1 МПа приводит к незаметному (почти линейному) увеличению температуры масла на сливе ТКР (изменение составляет в пределах от 56 до 59 °C). Из рисунка 4.8 видно, что с увеличением входной температуры масла в подшипник ТКР температура масла на сливе ТКР увеличивается. Так при постоянной величине входного давления масла 0,4 МПа увеличение входной температуры масла в подшипник ТКР в пределах с 50 до 90 °C приводит к увеличению температуры масла на сливе ТКР с 54 до 94 °C. При давлении масла 0,1 МПа увеличение составляет с 59 до 98 °C. При

меньшем давлении теплоотдача существенно выше. Этим объясняется прирост температуры масла на сливе ТКР.

#### 4.2.9 Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от входных параметров (при частоте вращения ротора ТКР $n=75000$ мин<sup>-1</sup>)

Для установления взаимосвязи температуры масла на сливе ТКР воспользуемся данными наших ранних работ [6, 12, 15]. При их систематизации была построена графическая зависимость температуры масла на сливе ТКР  $T_{\text{ВЫХ}}$ , °С от давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{\text{ВХ}}$ , МПа и входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{\text{ВХ}}$ , °С (при частоте вращения ротора ТКР  $n=75000$  мин<sup>-1</sup>) (рисунок 4.9).

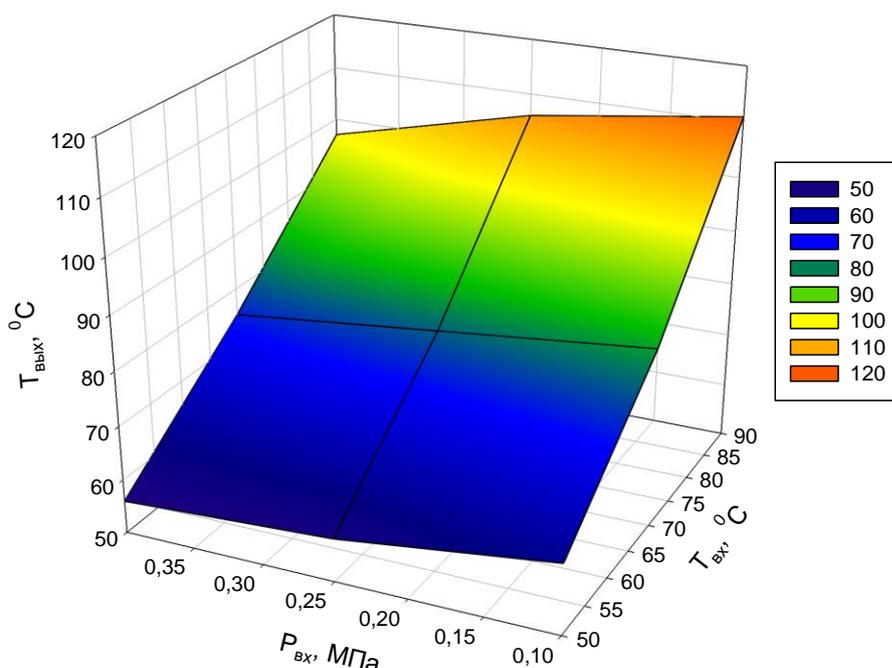


Рисунок 4.9 – Экспериментальная зависимость температуры масла на сливе ТКР от давления масла на входе в подшипник ТКР и входной температуры масла в подшипник ТКР (при частоте вращения ротора ТКР  $n=75000$  мин<sup>-1</sup>)

Зависимость, представленная на рисунке 4.9, задается уравнением:

$$T_{\text{ВЫХ}}(T_{\text{ВХ}}, P_{\text{ВХ}}) = 41,49 + 0,15 \cdot T_{\text{ВХ}} - 28,5 \cdot P_{\text{ВХ}} + 0,007 \cdot T_{\text{ВХ}}^2 - 7,4 \cdot P_{\text{ВХ}}^2, \quad (4.9)$$

Как видно из рисунка 4.9, температура масла на сливе ТКР в незначительной степени зависит от изменения входной величины давления масла. Так, разница входных давлений 0,4 – 0,25 МПа (при  $T_{вх}=50$  °С) приводит к небольшому увеличению температуры масла на сливе ТКР (изменение составляет в пределах от 56 до 58 °С). Тогда как разность входных давлений 0,25 – 0,1 МПа приводит к незаметному (почти линейному) увеличению температуры масла на сливе ТКР (изменение составляет в пределах от 58 до 63 °С). Из рисунка 4.9 видно, что с увеличением входной температуры масла в подшипник ТКР температура масла на сливе ТКР увеличивается. Так при постоянной величине входного давления масла 0,4 МПа увеличение входной температуры масла в подшипник ТКР в пределах с 50 до 90 °С приводит к увеличению температуры масла на сливе ТКР с 56 до 97 °С. При давлении масла 0,1 МПа увеличение составляет с 63 до 111 °С. При меньшем давлении теплоотдача существенно выше. Этим объясняется прирост температуры масла на сливе ТКР.

### **4.3 Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входных параметров**

#### **4.3.1 Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входных параметров (при температуре масла на входе в подшипник ТКР $T_{вх}=50$ °С)**

Для установления экспериментальной зависимости времени наполнения мерной емкости (расхода масла через подшипник ТКР) воспользуемся нашими ранними данными [6, 12, 15]. В начальной части этого этапа исследований следует сказать, что теоретический расчет расхода масла через подшипник ТКР сопряжен с большим числом составляющих, которые снижают достоверность результата. В то время как систематизация экспериментальных данных и построение моделей на основе статистики максимально приближает результат к действительным данным. Перед проведением измерений была подготовлена литровая мерная емкость, секундомер и основное оборудование для контроля входных и выходных параметров ДВС и ТКР. Производили измерение времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР в зависимости от входного давления перед подшипником ТКР и частоты

вращения ротора ТКР. На постоянном уровне поддерживалась температура масла на входе в подшипник ТКР на уровне 50 °С. В результате была построена графическая экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР  $t$ , с от входного давления  $P_{вх}$ , МПа и частоты вращения ротора ТКР  $n$ , мин<sup>-1</sup> (при постоянной температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{вх}=50$  °С) (рисунок 4.10).

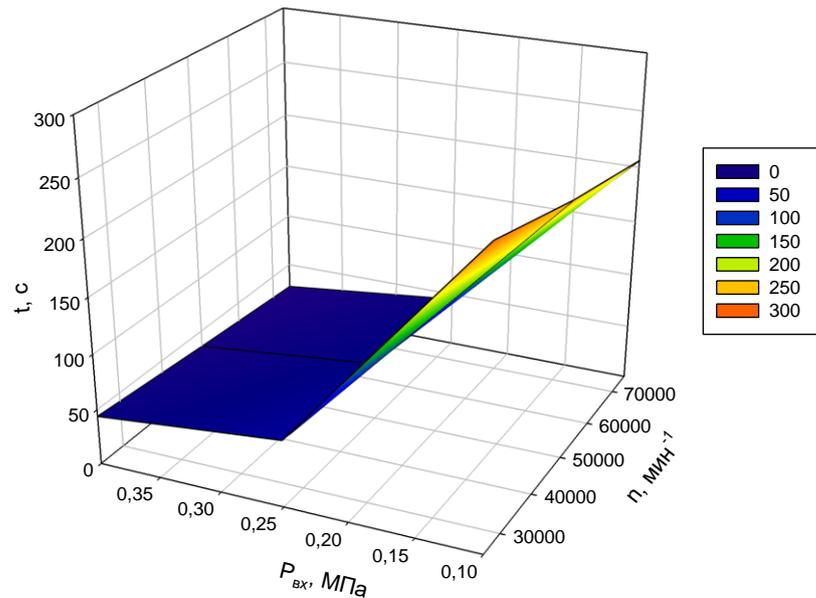


Рисунок 4.10 – Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входного давления и частоты вращения ротора ТКР (при температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{вх}=50$  °С)

Зависимость, представленная на рисунке 4.10, описывается уравнением:

$$t(n, P_{вх}) = 469,48 - 0,0008 \cdot n - 2434 \cdot P_{вх} + 2,12 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 + 3570,3 \cdot P_{вх}^2, \quad (4.10)$$

Как видно из рисунка 4.10, время наполнения мерной емкости в значительной степени зависит от изменения входной величины давления. Так, разница давлений 0,40 – 0,25 МПа приводит к незначительному увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 44 до 60 с, или около 15%). Тогда как разность давлений 0,25 – 0,10 приводит к резкому увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 60 до 256 с, что составляет более чем 400%). Снижение величины давления подачи масла

существенно сказывается на его просачивании через рабочий зазор. При давлении 0,1 МПа время наполнения литровой емкости в 6 раз возрастает по сравнению с вариантом при давлении 0,40 МПа. Снижение расхода масла приводит к росту его температуры. Из рисунка 4.10 видно, что с увеличением частоты вращения ротора ТКР время наполнения литровой емкости уменьшается. Так при постоянной величине входного давления 0,40 МПа увеличение частоты вращения ротора ТКР в пределах с 25000 до 75000 мин<sup>-1</sup> приводит к снижению времени наполнения литровой емкости с 44 до 27 с. Это можно объяснить тем, что масло существенно интенсивнее увлекается в рабочий зазор, т.к. главным образом основой смазки подшипников ТКР является контактный способ смачивания и увлечения в рабочий зазор.

#### **4.3.2 Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входных параметров (при температуре масла на входе в подшипник ТКР $T_{вх}=70$ °С)**

Для установления экспериментальной взаимосвязи времени наполнения мерной емкости с входными параметрами воспользуемся данными [6, 12, 15].

В результате чего построена графическая зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР  $t$ , с от входного давления  $P_{вх}$ , МПа и частоты вращения ротора ТКР  $n$ , мин<sup>-1</sup> (при постоянной температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{вх}=70$  °С) (рисунок 4.11).

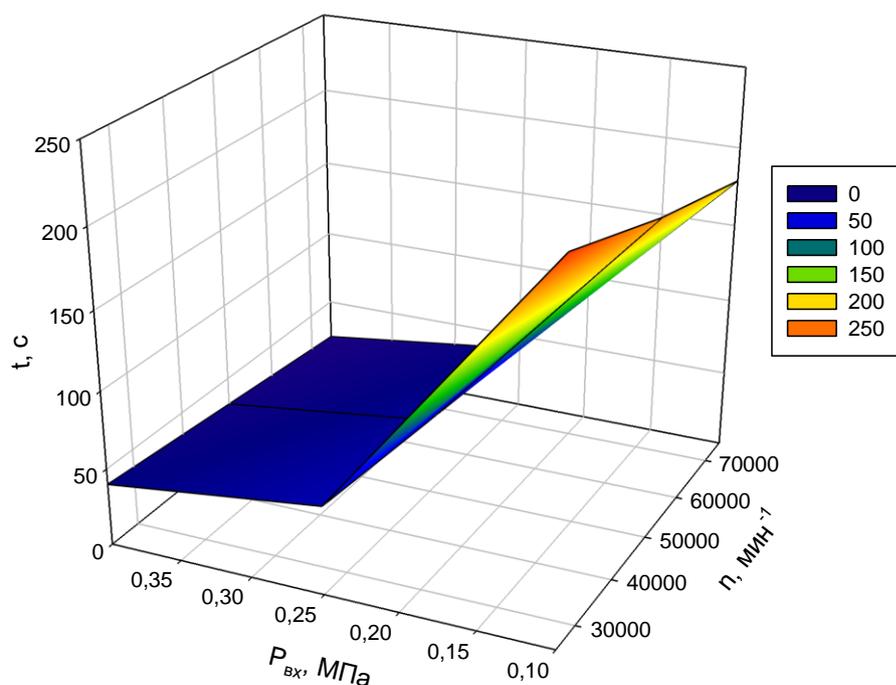


Рисунок 4.11 – Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входного давления и частоты вращения ротора ТКР (при температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Зависимость, представленная на рисунке 4.11, описывается уравнением:

$$t(n, P_{\text{вх}}) = 415,3 - 0,0007 \cdot n - 2106,6 \cdot P_{\text{вх}} + 1,6 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 + 3066,6 \cdot P_{\text{вх}}^2, \quad (4.11)$$

Как видно из рисунка 4.11, время наполнения мерной емкости в значительной степени зависит от изменения входной величины давления. Так, разница давлений 0,40 – 0,25 МПа приводит к незначительному увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 40 до 57 с. Тогда как разность давлений 0,25 – 0,10 МПа приводит к резкому увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 57 до 231 с). Из рисунка 4.11 видно, что с увеличением частоты вращения ротора ТКР время наполнения литровой емкости уменьшается. Так при постоянной величине входного давления 0,40 МПа увеличение частоты вращения ротора ТКР в пределах с 25000 до 75000  $\text{мин}^{-1}$  приводит к снижению времени наполнения литровой емкости с 40 до 24 с.

### 4.3.3 Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входных параметров (при температуре масла на входе в подшипник ТКР $T_{вх}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Надо сказать, что с повышением входной температуры масла его расход заметно увеличивается. После повышения температуры масла на входе в подшипник ТКР до  $T_{вх}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$  производили измерение времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР в зависимости от входного давления перед подшипником ТКР и частоты вращения ротора ТКР.

Данные были взяты из наших работ [6, 12, 15]. В результате была построена графическая зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР  $t$ , с от входного давления  $P_{вх}$ , МПа и частоты вращения ротора ТКР  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$  (при постоянной температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{вх}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) (рисунок 4.12).

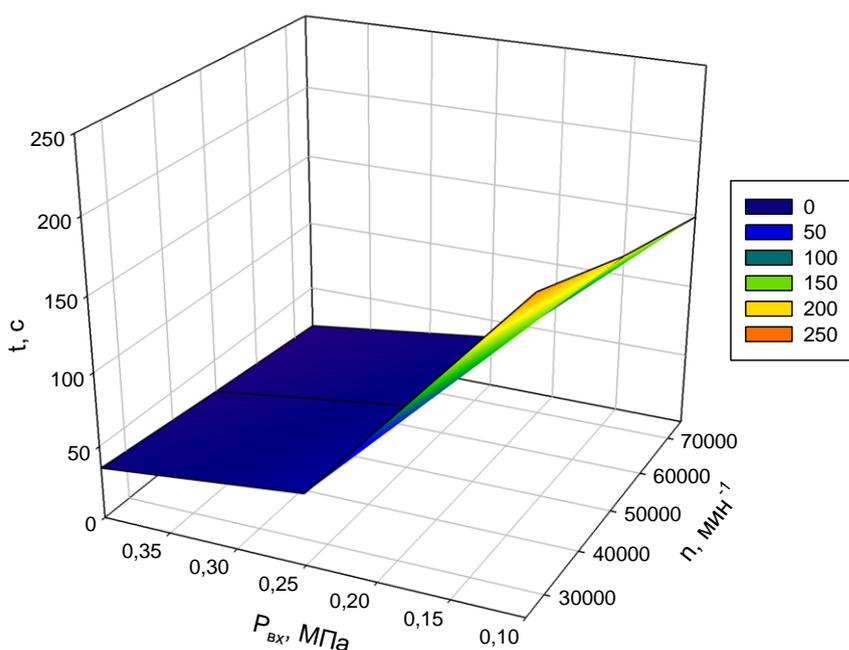


Рисунок 4.12 – Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входного давления и частоты вращения ротора ТКР (при температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{вх}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Зависимость, представленная на рисунке 4.12, может быть описана уравнением:

$$t(n, P_{вх}) = 353,8 - 0,0006 \cdot n - 1760,3 \cdot P_{вх} + 1,06 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 + 2540,7 \cdot P_{вх}^2, \quad (4.12)$$

Как видно из рисунка 4.12, время наполнения мерной емкости в значительной степени зависит от изменения входной величины давления. Так, разница давлений 0,40 – 0,25 МПа приводит к незначительному увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 35 до 49 с. Тогда как разность давлений 0,25 – 0,10 МПа приводит к резкому увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 49 до 202 с).

Из рисунка 4.12 видно, что с увеличением частоты вращения ротора ТКР время наполнения литровой емкости уменьшается. Так при постоянной величине входного давления 0,40 МПа увеличение частоты вращения ротора ТКР в пределах с 25000 до 75000 мин<sup>-1</sup> приводит к снижению времени наполнения литровой емкости с 35 до 20 с.

#### **4.3.4 Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входных параметров (при давлении масла на входе в подшипник ТКР $P_{вх}=0,1$ МПа)**

Для установления взаимосвязи времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР при постоянстве входного давления масла используем данные работ [6, 12, 15].

В результате была построена экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР  $t$ , с от входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{вх}$ , °С и частоты вращения вала ротора ТКР  $n$ , мин<sup>-1</sup> (при постоянной величине давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,1$  МПа) (рисунок 4.13). Как видно из рисунка 4.13, время наполнения мерной емкости в значительной степени зависит от изменения входной величины температуры масла.

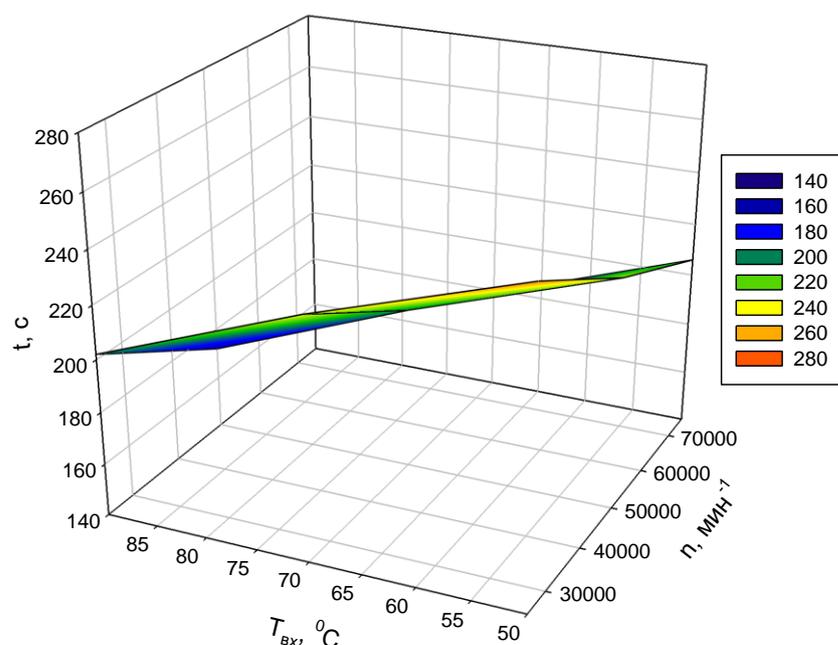


Рисунок 4.13 – Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входной температуры масла в подшипник ТКР и частоты вращения ротора ТКР (при давлении масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,1$  МПа)

Зависимость, представленная на рисунке 4.13, определяется уравнением:

$$t(n, T_{вх}) = 341,18 - 0,0015 \cdot n - 0,75 \cdot T_{вх} + 5,06 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 - 0,004 \cdot T_{вх}^2, \quad (4.13)$$

Так, разница входных температур  $90 - 70$  °C (при  $n=25000$  мин<sup>-1</sup>) приводит к весоному увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 202 до 231 с). Тогда как разность входных температур  $70 - 50$  °C приводит к заметному увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 231 до 256 с). Из рисунка 4.13 видно, что с увеличением частоты вращения ротора ТКР время наполнения литровой емкости уменьшается. Так, при постоянной величине входной температуры масла  $50$  °C увеличение частоты вращения ротора ТКР в пределах с  $25000$  до  $75000$  мин<sup>-1</sup> приводит к снижению времени наполнения литровой емкости с  $256$  до  $206$  с.

#### 4.3.5 Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входных параметров (при давлении масла на входе в подшипник ТКР $P_{вх}=0,25$ МПа)

Для установления взаимосвязи времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР при постоянстве входного давления масла используем данные работ [6, 12, 15].

В результате была построена экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР  $t$ , с от входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{вх}$ , °С и частоты вращения вала ротора ТКР  $n$ , мин<sup>-1</sup> (при постоянной величине давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,25$  МПа) (рисунок 4.14).

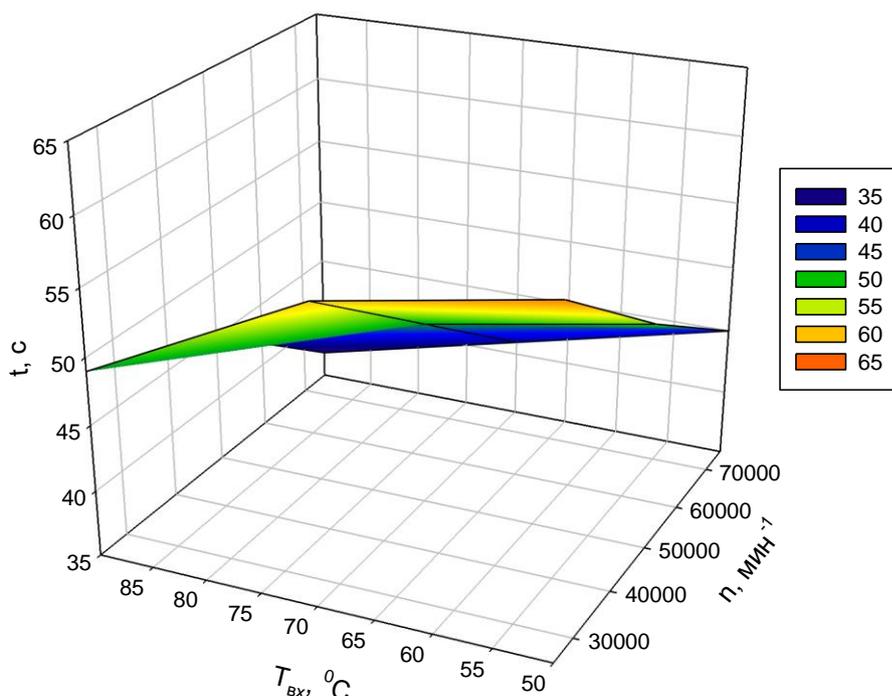


Рисунок 4.14 – Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входной температуры масла в подшипник ТКР и частоты вращения ротора ТКР (при давлении масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,25$  МПа)

Зависимость, представленная на рисунке 4.14, описывается уравнением:

$$t(n, T_{вх}) = 64,58 - 0,0002 \cdot n + 0,133 \cdot T_{вх} - 8 \cdot 10^{-10} \cdot n^2 - 0,0025 \cdot T_{вх}^2, \quad (4.14)$$

Как видно из рисунка 4.14, время наполнения мерной емкости в значительной степени зависит от изменения входной величины температуры масла.

Так, разница входных температур  $90 - 70$  °С (при  $n=25000$  мин<sup>-1</sup>) приводит к весоному увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 49 до 57 с).

Тогда как разность входных температур  $70 - 50$  °С приводит к заметному увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 57 до 60 с). Из рисунка 4.14 видно, что с увеличением частоты вращения ротора ТКР время наполнения литровой емкости уменьшается.

Так, при постоянной величине входной температуры масла  $50$  °С увеличение частоты вращения ротора ТКР в пределах с  $25000$  до  $75000$  мин<sup>-1</sup> приводит к снижению времени наполнения литровой емкости с  $60$  до  $45$  с.

#### **4.3.6 Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входных параметров (при давлении масла на входе в подшипник ТКР $P_{вх}=0,4$ МПа)**

Для установления взаимосвязи времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР при постоянстве входного давления масла используем данные работ [6, 12, 15].

В результате была построена экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР  $t$ , с от входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{вх}$ , °С и частоты вращения ротора ТКР  $n$ , мин<sup>-1</sup> (при постоянной величине давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,4$  МПа) (рисунок 4.15).

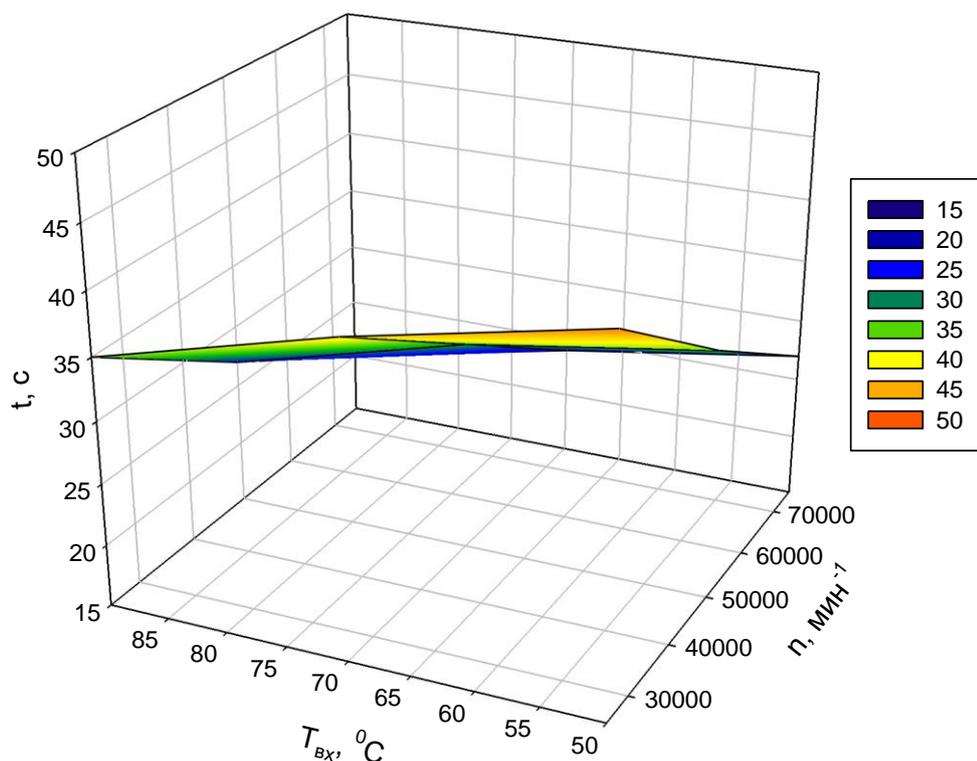


Рисунок 4.15 – Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входной температуры масла в подшипник ТКР и частоты вращения ротора ТКР (при давлении масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,4$  МПа)

Зависимость, представленная на рисунке 4.15, определяется уравнением:

$$t(n, T_{вх}) = 54,94 - 0,0004 \cdot n + 0,033 \cdot T_{вх} + 5,33 \cdot 10^{-10} \cdot n^2 - 0,0017 \cdot T_{вх}^2, \quad (4.15)$$

Как видно из рисунка 4.15, время наполнения мерной емкости в значительной степени зависит от изменения входной величины температуры масла. Так, разница входных температур 90 – 70 °С (при  $n=25000$  мин<sup>-1</sup>) приводит к весоному увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 35 до 40 с). Тогда как разность входных температур 70 – 50 °С приводит к заметному увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 40 до 44 с). Из рисунка 4.15 видно, что с увеличением частоты вращения ротора ТКР время наполнения литровой емкости уменьшается. Т.е. более активно увлекается масло в зазор подшипника ТКР. Так при постоянной величине входной температуры масла 50 °С увеличение

частоты вращения ротора ТКР в пределах с 25000 до 75000 мин<sup>-1</sup> приводит к снижению времени наполнения литровой емкости с 44 до 27 с.

#### 4.3.7 Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входных параметров (при частоте вращения ротора ТКР $n=25000$ мин<sup>-1</sup>)

При определении взаимосвязи времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР с входными параметрами при постоянной частоте вращения ротора ТКР воспользуемся данными работ [6, 12, 15]. В результате была построена экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР  $t$ , с от давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}$ , МПа и входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{вх}$ , °С (при частоте вращения ротора ТКР  $n=25000$  мин<sup>-1</sup>) (рисунок 4.16).

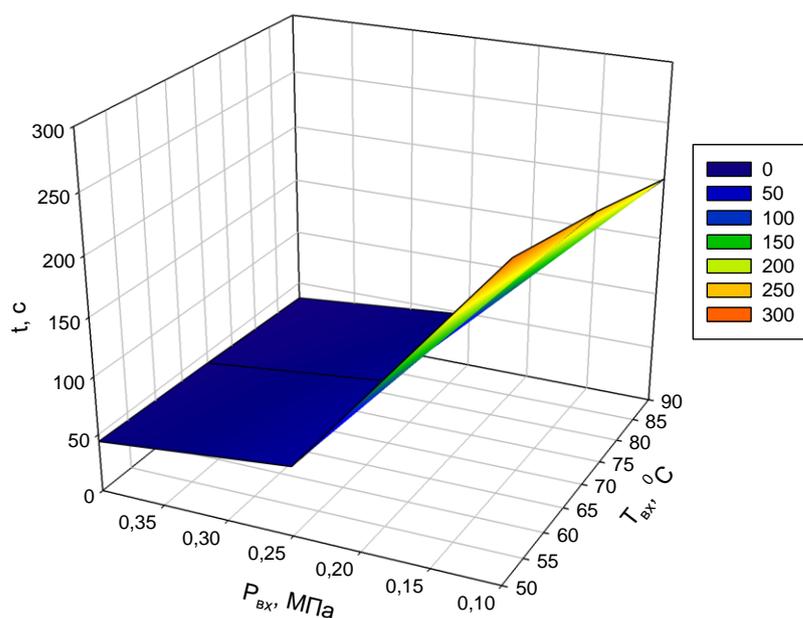


Рисунок 4.16 – Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от давления масла на входе в подшипник ТКР и входной температуры масла в подшипник ТКР (при частоте вращения ротора ТКР  $n=25000$  мин<sup>-1</sup>)

Зависимость, представленная на рисунке 4.16, описывается уравнением:

$$t(T_{\text{вх}}, P_{\text{вх}}) = 457,89 - 0,033 \cdot T_{\text{вх}} - 2396,2 \cdot P_{\text{вх}} - 0,0042 \cdot T_{\text{вх}}^2 + 3525,9 \cdot P_{\text{вх}}^2, \quad (4.16)$$

Как видно из рисунка 4.16, время наполнения мерной емкости в значительной степени зависит от изменения входной величины давления масла. Так, разница входных давлений 0,4 – 0,25 МПа (при  $T_{\text{вх}}=50$  °С) приводит к весоному увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 44 до 60 с). Тогда как разность входных давлений 0,25 – 0,1 МПа приводит к заметному увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 60 до 256 с). Из рисунка 4.16 видно, что с увеличением входной температуры масла в подшипник ТКР время наполнения литровой емкости уменьшается. Так при постоянной величине входного давления масла 0,4 МПа увеличение входной температуры масла в подшипник ТКР в пределах с 50 до 90 °С приводит к снижению времени наполнения литровой емкости с 44 до 35 с.

#### **4.3.8 Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входных параметров (при частоте вращения ротора ТКР $n=50000$ мин<sup>-1</sup>)**

При определении взаимосвязи времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР с входными параметрами при постоянной частоте вращения ротора ТКР воспользуемся данными работ [6, 12, 15]. В результате была построена экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР  $t$ , с от давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{\text{вх}}$ , МПа и входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}$ , °С (при частоте вращения ротора ТКР  $n=50000$  мин<sup>-1</sup>) (рисунок 4.17). Как видно из рисунка 4.17, время наполнения мерной емкости в значительной степени зависит от изменения входной величины давления масла. Так, разница входных давлений 0,4 – 0,25 МПа (при  $T_{\text{вх}}=50$  °С) приводит к весоному увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 35 до 52 с). Тогда как разность входных давлений 0,25 – 0,1 МПа приводит к заметному увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 52 до 228 с).

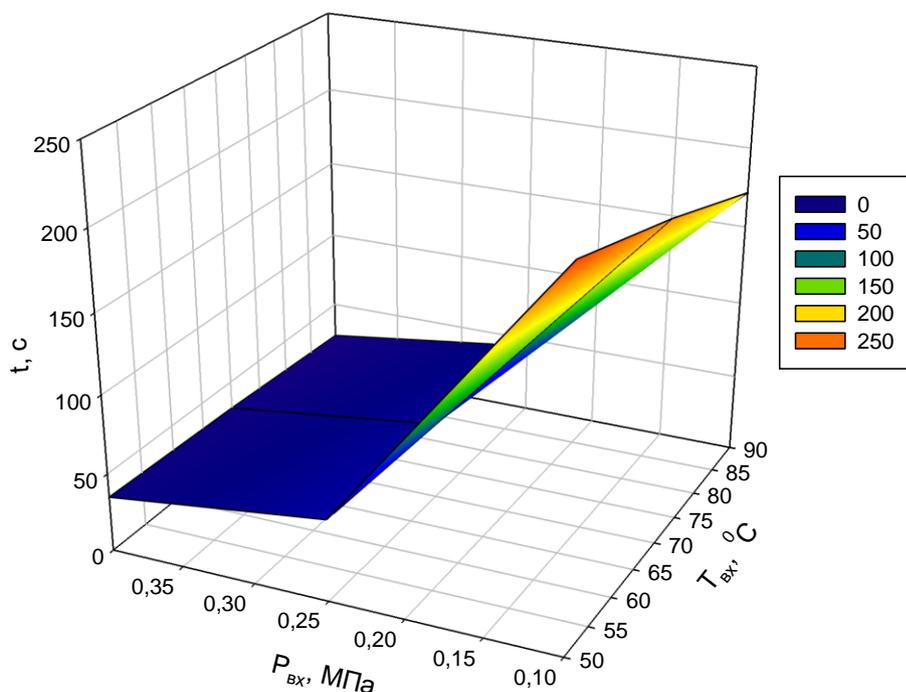


Рисунок 4.17 – Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от давления масла на входе в подшипник ТКР и входной температуры масла в подшипник ТКР (при частоте вращения ротора ТКР  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$ )

Зависимость, представленная на рисунке 4.17, описывается квадратным уравнением:

$$t(T_{\text{вх}}, P_{\text{вх}}) = 404,71 - 0,183 \cdot T_{\text{вх}} - 2060,7 \cdot P_{\text{вх}} - 0,0029 \cdot T_{\text{вх}}^2 + 2992,5 \cdot P_{\text{вх}}^2, \quad (4.17)$$

Из рисунка 4.17 видно, что с увеличением входной температуры масла в подшипник ТКР время наполнения литровой емкости уменьшается. Так, при постоянной величине входного давления масла 0,4 МПа увеличение входной температуры масла в подшипник ТКР в пределах с 50 до 90 °С приводит к снижению времени наполнения литровой емкости с 35 до 27 с.

#### 4.3.9 Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от входных параметров (при частоте вращения ротора ТКР $n=75000 \text{ мин}^{-1}$ )

При определении взаимосвязи времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР с входными параметрами при постоянной

частоте вращения ротора ТКР воспользуемся данными работ [6, 12, 15]. В результате была построена экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР  $t$ , с от давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}$ , МПа и входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{вх}$ , °С (при частоте вращения ротора ТКР  $n=75000 \text{ мин}^{-1}$ ) (рисунок 4.18).

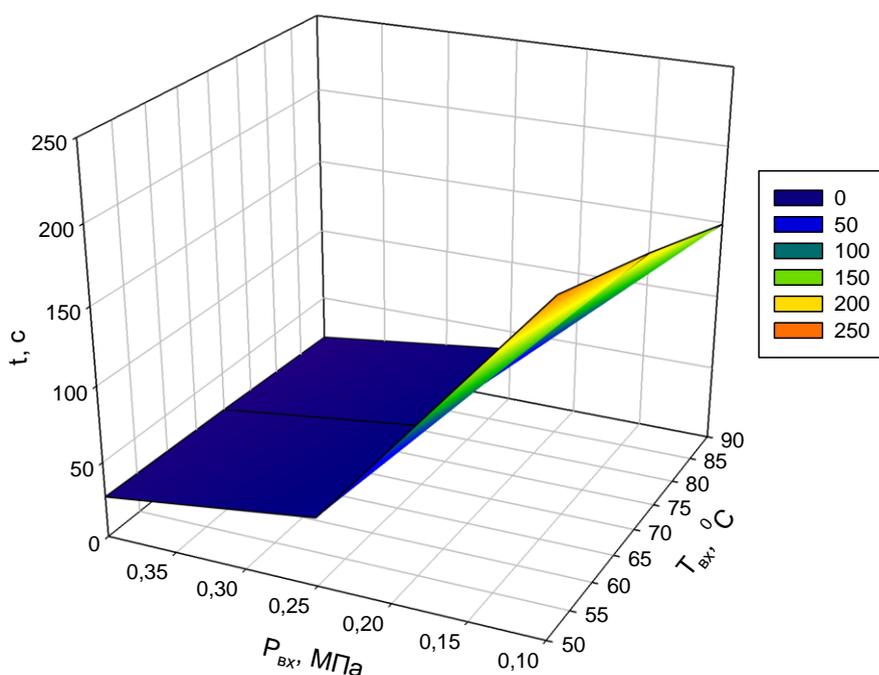


Рисунок 4.18 – Экспериментальная зависимость времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр на сливе ТКР от давления масла на входе в подшипник ТКР и входной температуры масла в подшипник ТКР (при частоте вращения ротора ТКР  $n=75000 \text{ мин}^{-1}$ )

Зависимость, представленная на рисунке 4.18, описывается уравнением:

$$t(T_{вх}, P_{вх}) = 370,09 - 0,36 \cdot T_{вх} - 1844,0 \cdot P_{вх} - 0,0017 \cdot T_{вх}^2 + 2659,2 \cdot P_{вх}^2, \quad (4.18)$$

Как видно из рисунка 4.18, время наполнения мерной емкости в значительной степени зависит от изменения входной величины давления масла. Так, разница входных давлений 0,4 – 0,25 МПа (при  $T_{вх}=50 \text{ °С}$ ) приводит к весоному увеличению времени наполнения (изменение составляет в пределах от 27 до 45 с). Тогда как разность входных давлений 0,25 – 0,1 МПа приводит к заметному увеличению времени наполнения (изменение

составляет в пределах от 45 до 206 с). Из рисунка 4.18 видно, что с увеличением входной температуры масла в подшипник ТКР время наполнения литровой емкости уменьшается. Так, при постоянной величине входного давления масла 0,4 МПа увеличение входной температуры масла в подшипник ТКР в пределах с 50 до 90 °С приводит к снижению времени наполнения литровой емкости с 27 до 20 с.

#### **4.4 Экспериментальная зависимость времени выбега ротора ТКР $t_{\text{выб}}$ , с от входных параметров**

##### **4.4.1 Экспериментальная зависимость времени выбега ротора ТКР от входных параметров (при температуре масла на входе в подшипник ТКР $T_{\text{вх}}=50$ °С)**

На третьем этапе производили измерение времени выбега ротора ТКР в зависимости от входного давления перед подшипником ТКР и частоты вращения ротора ТКР. На постоянном уровне поддерживалась температура масла на входе в подшипник ТКР на уровне 50 °С. Повторность каждого опыта в таблице 4.2 заключалась в пяти измерениях и усреднении измеренного значения. Полученные экспериментальные данные были обработаны с использованием программного продукта Sigma Plot.

Таблица 4.2 – Результаты измерений времени выбега ротора ТКР при вариации параметров

№ п.п.	$T_{\text{вх}}, \text{°C}$	$P_{\text{вх}}, \text{МПа}$	$n, \text{мин}^{-1}$	$t_{\text{выб}}, \text{с}$
1.	50	0,1	25000	10,3
2.	50	0,25	25000	11,08
3.	50	0,4	25000	12,3
4.	50	0,1	50000	28,1
5.	50	0,25	50000	29,3
6.	50	0,4	50000	31,1
7.	50	0,1	75000	38,6
8.	50	0,25	75000	40,3
9.	50	0,4	75000	42,4

Программа Sigma Plot сформировала таблицу 4.3 обработки данных.

Таблица 4.3 – Обработка данных в программном продукте Sigma Plot

	Coefficient (Коэф.)	Standard Error of Estimate (Стандартная ошибка оценки)	t (Статистика коэф.)	P (Значение вероятности)	
R (Коэф. корреляции)	0,999	0,45			
R <sup>2</sup> (Коэф. линейно детерминации)	0,999				
Adj R <sup>2</sup> (Скорректирован ный R <sup>2</sup> )	0,998				
y <sub>0</sub>	-16,3244	1,3577	-12,0233	0,0003	
a	0,0012	5,1663E-005	22,6725	<0,0001	
b	4,4444	7,2076	0,6166	0,5708	
c	-5,8720E-009	5,1133E-010	-11,4837	0,0003	
d	10,6667	14,2037	0,7510	0,4944	
Analysis of Variance (Дисперсионный анализ)					
	DF (Степень свободы)	SS (Сумма квадратов)	MS (Дисперсия на одну степень свободы)		
Regression (Регрессия)	5	7906,4493	1581,2899		
Residual (Остаточный)	4	0,8171	0,2043		
Total (Всего)	9	7907,2664	878,5852		
Corrected for the mean of the observations (С поправкой на среднее из наблюдений)					
	DF (Степень свободы)	SS (Сумма квадратов)	MS (Дисперсия на одну степень свободы)	F (Наблюдаем ое значение статистики)	P (Значение вероятности)
Regression (Регрессия)	4	1319,5037	329,8759	1614,9279	<0,0001
Residual (Остаточный)	4	0,8171	0,2043		
Total (Всего)	8	1320,3208	165,0401		

По данным таблицы 4.3, была построена графическая зависимость времени выбега ротора ТКР  $t_{\text{выб}}$ , с от входного давления  $P_{\text{вх}}$ , МПа и частоты вращения ротора ТКР  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$  (при постоянной температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) (рисунок 4.19).

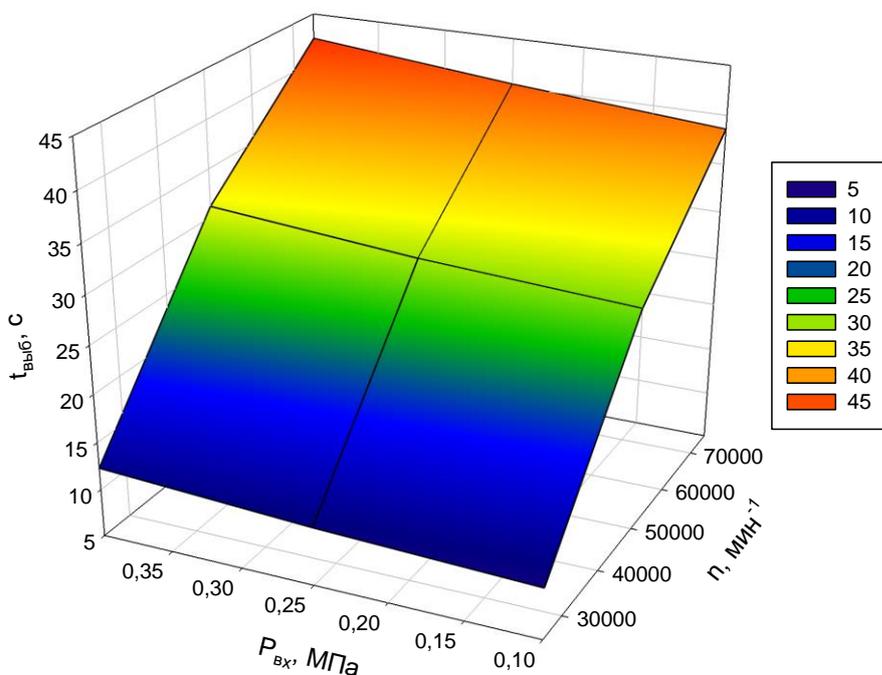


Рисунок 4.19 – Зависимость времени выбега ротора ТКР от входного давления и частоты вращения ротора ТКР (при температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Зависимость, представленная на рисунке 4.19, может быть аппроксимирована квадратичным уравнением:

$$t_{\text{выб}}(n, P_{\text{вх}}) = -16,3 + 0,0012 \cdot n + 4,4 \cdot P_{\text{вх}} - 5,87 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 + 10,6 \cdot P_{\text{вх}}^2, \quad (4.19)$$

Как видно из рисунка 4.19, время выбега ротора ТКР существенно зависит от исходной начальной частоты начала выбега. Так уменьшение частоты вращения ротора ТКР с 75000 до 25000 (при постоянной величине входного давления масла 0,40 МПа) приводит к уменьшению времени выбега с 42,4 до 12,3 с. В свою очередь, снижение величины входного давления с 0,40 до 0,10 МПа (при постоянной частоте вращения ротора ТКР 75000  $\text{мин}^{-1}$ ) приводит к уменьшению времени выбега с 42,4 до 38,6 с.

В следующей части экспериментальных исследований была повышена температура масла на входе в подшипник ТКР с  $T_{вх}=50\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $T_{вх}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

#### 4.4.2 Экспериментальная зависимость времени выбега ротора ТКР от входных параметров (при температуре масла на входе в подшипник ТКР $T_{вх}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

При установке постоянной температуры масла на входе в подшипник ТКР  $T_{вх}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$  производили измерение времени выбега ротора ТКР в зависимости от входного давления перед подшипником ТКР и частоты вращения ротора ТКР. По экспериментальным данным была построена графическая зависимость времени выбега ротора ТКР  $t_{выб}$ , с от входного давления  $P_{вх}$ , МПа и частоты вращения ротора ТКР  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$  (при постоянной температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{вх}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) (рисунок 4.20).

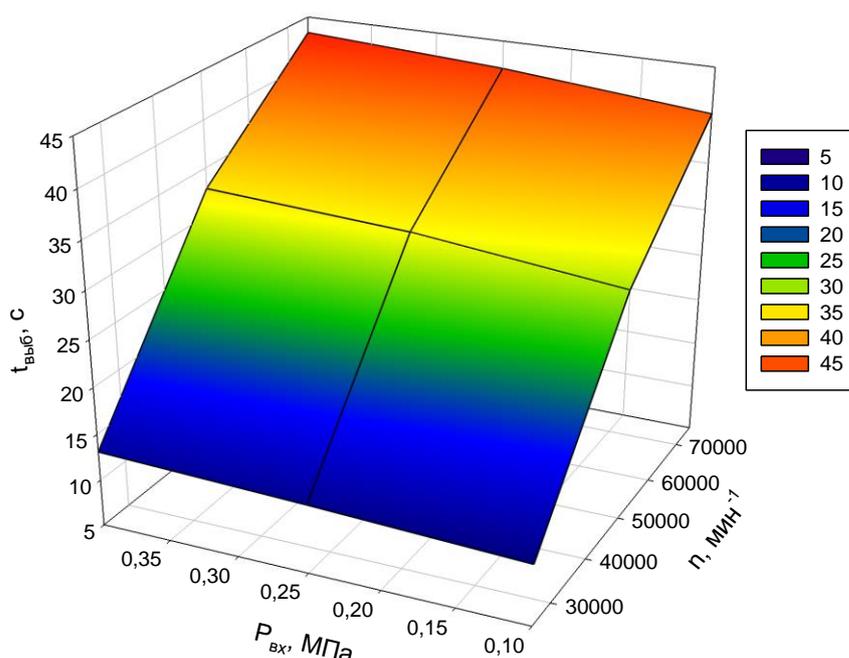


Рисунок 4.20 – Зависимость времени выбега ротора ТКР от входного давления и частоты вращения ротора ТКР (при температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{вх}=70\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Зависимость, представленная на рисунке 4.20, может быть аппроксимирована квадратичным уравнением:

$$t_{\text{выб}}(n, P_{\text{вх}}) = -18,06 + 0,0013 \cdot n + 16,1 \cdot P_{\text{вх}} - 6,77 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 - 14,51 \cdot P_{\text{вх}}^2, \quad (4.20)$$

Как видно из рисунка 4.20, время выбега ротора ТКР существенно зависит от исходной начальной частоты начала выбега. Так, уменьшение частоты вращения ротора ТКР с 75000 до 25000 (при постоянной величине входного давления масла 0,40 МПа) приводит к уменьшению времени выбега с 43,3 до 13,1 с. В свою очередь, снижение величины входного давления с 0,40 до 0,10 МПа (при постоянной частоте вращения ротора ТКР 75000 мин<sup>-1</sup>) приводит к уменьшению времени выбега с 43,3 до 40,2 с.

В следующей части экспериментальных исследований была повышена температура масла на входе в подшипник ТКР с  $T_{\text{вх}}=70$  °С до  $T_{\text{вх}}=90$  °С.

#### **4.4.3 Экспериментальная зависимость времени выбега ротора ТКР от входных параметров (при температуре масла на входе в подшипник ТКР $T_{\text{вх}}=90$ °С)**

При установке постоянной температуры масла на входе в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}=90$  °С производили измерение времени выбега ротора ТКР в зависимости от входного давления перед подшипником ТКР и частоты вращения ротора ТКР.

По экспериментальным данным была построена графическая зависимость времени выбега ротора ТКР  $t_{\text{выб}}$ , с от входного давления  $P_{\text{вх}}$ , МПа и частоты вращения ротора ТКР  $n$ , мин<sup>-1</sup> (при постоянной температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}=90$  °С) (рисунок 4.21). Как видно из рисунка 4.21 время выбега ротора ТКР существенно зависит от исходной начальной частоты начала выбега. Так уменьшение частоты вращения ротора ТКР с 75000 до 25000 (при постоянной величине входного давления масла 0,40 МПа) приводит к уменьшению времени выбега с 45,9 до 14,4 с.

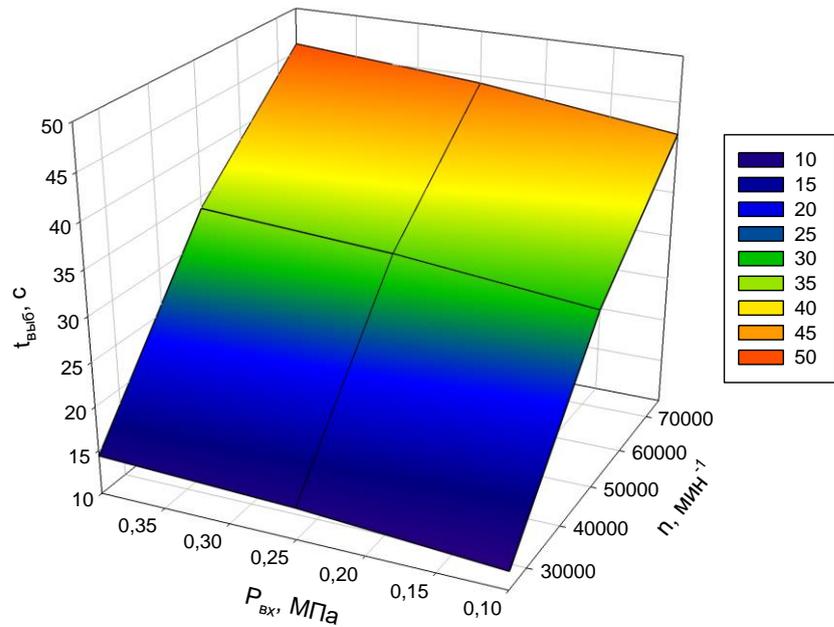


Рисунок 4.21 – Зависимость времени выбега ротора ТКР от входного давления и частоты вращения ротора ТКР (при температуре масла на входе в подшипник ТКР  $T_{вх}=90\text{ }^{\circ}\text{C}$ )

Зависимость, представленная на рисунке 4.21 может быть аппроксимирована квадратичным уравнением:

$$t_{\text{выб}}(n, P_{\text{вх}}) = -15,87 + 0,0012 \cdot n + 20,7 \cdot P_{\text{вх}} - 5,46 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 - 18,51 \cdot P_{\text{вх}}^2, \quad (4.21)$$

Из рисунка 4.21 видно, что снижение величины входного давления с 0,40 до 0,10 МПа (при постоянной частоте вращения ротора ТКР  $75000\text{ мин}^{-1}$ ) приводит к уменьшению времени выбега с 45,9 до 41,5 с.

#### 4.4.4 Экспериментальная зависимость времени выбега ротора ТКР от входных параметров (при давлении масла на входе в подшипник ТКР $P_{\text{вх}}=0,1\text{ МПа}$ )

После установки величины давления масла на входе в подшипник ТКР на уровне  $P_{\text{вх}}=0,1\text{ МПа}$  производили измерение времени выбега ротора ТКР  $t_{\text{выб}}$ , с от входной температуры масла в подшипник ТКР и частоты вращения ротора ТКР. По экспериментальным данным была построена графическая зависимость времени выбега ротора ТКР  $t_{\text{выб}}$ , с от входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}$ ,  $^{\circ}\text{C}$  и частоты вращения ротора ТКР  $n$ ,  $\text{мин}^{-1}$  (при

постоянной величине давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,1$  МПа) (рисунок 4.22).

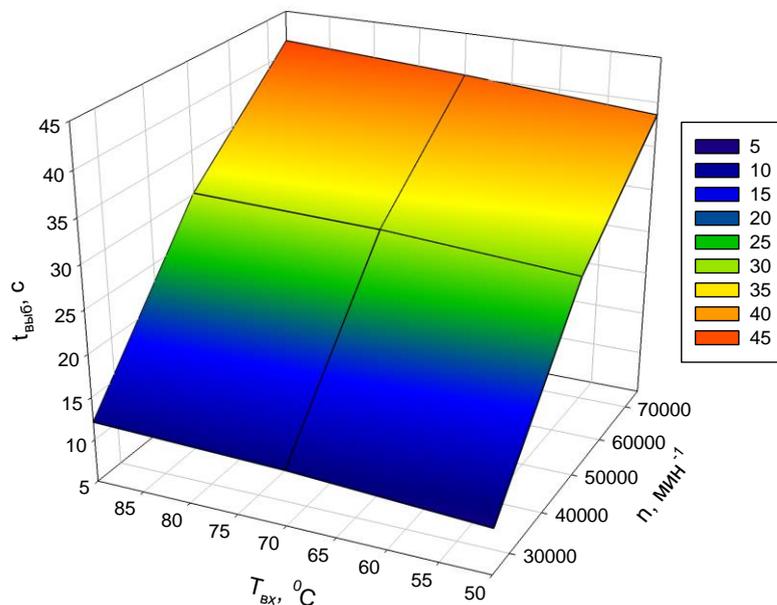


Рисунок 4.22 – Зависимость времени выбега ротора ТКР от входной температуры масла в подшипник ТКР и частоты вращения ротора ТКР (при давлении масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,1$  МПа)

Зависимость, представленная на рисунке 4.22, может быть аппроксимирована квадратичным уравнением:

$$t_{\text{выб}}(n, T_{\text{вх}}) = -20,89 + 0,0011 \cdot n + 0,15 \cdot T_{\text{вх}} - 5,65 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 - 0,0007 \cdot T_{\text{вх}}^2, \quad (4.22)$$

Как видно из рисунка 4.22, время выбега ротора ТКР существенно зависит от исходной начальной частоты начала выбега. Так уменьшение частоты вращения ротора ТКР с 75000 до 25000 (при постоянной величине входной температуры масла в подшипник 90 °С) приводит к уменьшению времени выбега с 41,5 до 12,1 с. В свою очередь, снижение величины входной температуры с 90 до 50 °С (при постоянной частоте вращения ротора ТКР 75000 мин<sup>-1</sup>) приводит к уменьшению времени выбега с 41,5 до 38,6 с. Что можно объяснить большей вязкостью масла при работе в зоне низких входных температур масла в подшипник ТКР.

#### 4.4.5 Экспериментальная зависимость времени выбега ротора ТКР от входных параметров (при давлении масла на входе в подшипник ТКР $P_{вх}=0,25$ МПа)

После установки величины давления масла на входе в подшипник ТКР на уровне  $P_{вх}=0,25$  МПа производили измерение времени выбега ротора ТКР  $t_{выб}$ , с от входной температуры масла в подшипник ТКР и частоты вращения ротора ТКР. По экспериментальным данным была построена графическая зависимость времени выбега ротора ТКР  $t_{выб}$ , с от входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{вх}$ , °С и частоты вращения ротора ТКР  $n$ , мин<sup>-1</sup> (при постоянной величине давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,25$  МПа) (рисунок 4.23).

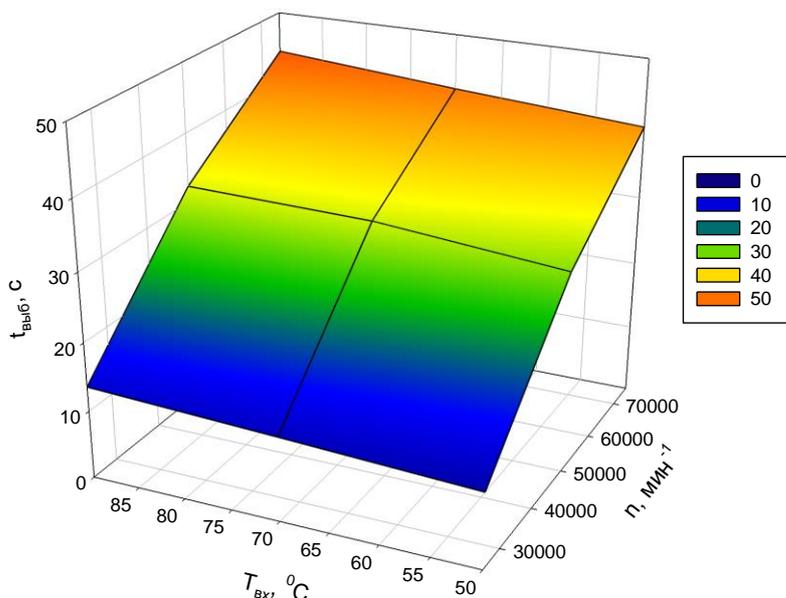


Рисунок 4.23 – Зависимость времени выбега ротора ТКР от входной температуры масла в подшипник ТКР и частоты вращения ротора ТКР (при давлении масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,25$  МПа)

Зависимость, представленная на рисунке 4.23, может быть аппроксимирована квадратичным уравнением:

$$t_{выб}(n, T_{вх}) = -22,58 + 0,0012 \cdot n + 0,17 \cdot T_{вх} - 6,11 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 - 0,0007 \cdot T_{вх}^2, \quad (4.23)$$

Как видно из рисунка 4.23, время выбега ротора ТКР существенно зависит от исходной начальной частоты начала выбега.

Так уменьшение частоты вращения ротора ТКР с 75000 до 25000 (при постоянной величине входной температуры масла в подшипник 90 °С) приводит к уменьшению времени выбега с 44,2 до 13,6 с.

В свою очередь, снижение величины входной температуры с 90 до 50 °С (при постоянной частоте вращения ротора ТКР 75000 мин<sup>-1</sup>) приводит к уменьшению времени выбега с 44,2 до 40,3 с.

Что можно объяснить большей вязкостью масла при работе в зоне низких входных температур масла в подшипник ТКР.

#### **4.4.6 Экспериментальная зависимость времени выбега ротора ТКР от входных параметров (при давлении масла на входе в подшипник ТКР $P_{вх}=0,4$ МПа)**

После установки величины давления масла на входе в подшипник ТКР на уровне  $P_{вх}=0,4$  МПа производили измерение времени выбега ротора ТКР  $t_{выб}$ , с от входной температуры масла в подшипник ТКР и частоты вращения ротора ТКР.

По экспериментальным данным была построена графическая зависимость времени выбега ротора ТКР  $t_{выб}$ , с от входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{вх}$ , °С и частоты вращения ротора ТКР  $n$ , мин<sup>-1</sup> (при постоянной величине давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,4$  МПа) (рисунок 4.24).

Как видно из рисунка 4.24, время выбега ротора ТКР существенно зависит от исходной начальной частоты начала выбега. Так уменьшение частоты вращения ротора ТКР с 75000 до 25000 (при постоянной величине входной температуры масла в подшипник 90 °С) приводит к уменьшению времени выбега вала ротора ТКР с 45,9 до 14,4 с.

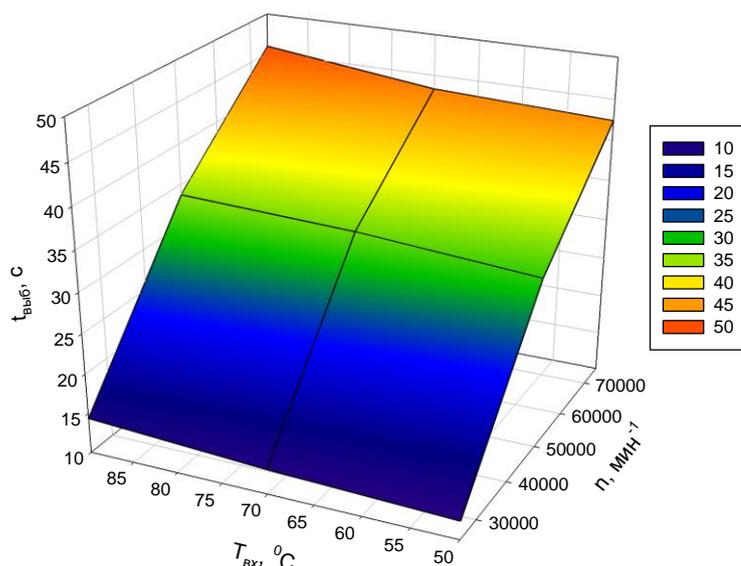


Рисунок 4.24 – Зависимость времени выбега ротора ТКР от входной температуры масла в подшипник ТКР и частоты вращения ротора ТКР (при давлении масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}=0,4$  МПа)

Зависимость, представленная на рисунке 4.24, может быть аппроксимирована квадратичным уравнением:

$$t_{\text{выб}}(n, T_{\text{вх}}) = -16,01 + 0,0012 \cdot n - 0,013 \cdot T_{\text{вх}} - 6,34 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 + 0,0006 \cdot T_{\text{вх}}^2, \quad (4.24)$$

Снижение величины входной температуры с 90 до 50 °С (при постоянной частоте вращения ротора ТКР 75000 мин<sup>-1</sup>) приводит к уменьшению времени выбега с 45,9 до 42,4 с. Что можно объяснить большей вязкостью масла при работе в зоне низких входных температур масла в подшипник ТКР.

#### 4.4.7 Экспериментальная зависимость времени выбега ротора ТКР от входных параметров (при частоте вращения ротора ТКР $n=25000$ мин<sup>-1</sup>)

После установки частоты вращения ротора ТКР  $n=25000$  мин<sup>-1</sup> производили измерение времени выбега ротора ТКР в зависимости от давления масла на входе в подшипник ТКР и входной температуры масла в подшипник ТКР. По экспериментальным данным была построена графическая зависимость времени выбега ротора ТКР  $t_{\text{выб}}$ , с от давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{\text{вх}}$ , МПа и входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}$ , °С (при частоте вращения ротора ТКР  $n=25000$  мин<sup>-1</sup>) (рисунок 4.25).

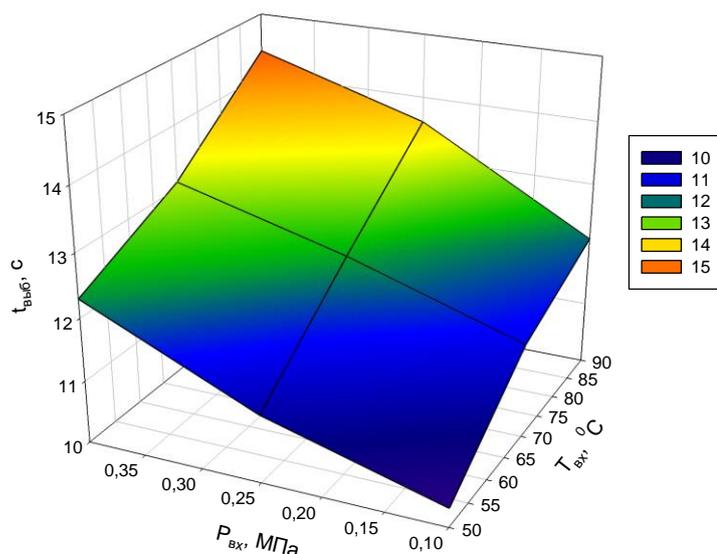


Рисунок 4.25 – Зависимость времени выбега ротора ТКР от давления масла на входе в подшипник ТКР и входной температуры масла в подшипник ТКР (при частоте вращения ротора ТКР  $n=25000 \text{ мин}^{-1}$ )

Зависимость, представленная на рисунке 4.25, может быть аппроксимирована квадратичным уравнением:

$$t_{\text{выб}}(T_{\text{вх}}, P_{\text{вх}}) = 6,42 + 0,06 \cdot T_{\text{вх}} + 8,1 \cdot P_{\text{вх}} - 7,5 \cdot 10^{-5} \cdot T_{\text{вх}}^2 - 3,11 \cdot P_{\text{вх}}^2, \quad (4.25)$$

Как видно из рисунка 4.25 время, выбега ротора ТКР в значительной степени зависит от изменения входной величины давления масла. Так, разница входных давлений 0,4 – 0,25 МПа (при  $T_{\text{вх}}=50 \text{ °C}$ ) приводит к небольшому уменьшению времени выбега ротора ТКР (изменение составляет в пределах от 12,3 до 11,08 с). Тогда как разность входных давлений 0,25 – 0,1 МПа приводит к заметному уменьшению времени выбега ротора ТКР (изменение составляет в пределах от 11,08 до 10,3 с). Из рисунка 4.25 видно, что с увеличением входной температуры масла в подшипник ТКР время выбега ротора ТКР увеличивается. Так, при постоянной величине входного давления масла 0,4 МПа увеличение входной температуры масла в подшипник ТКР в пределах с 50 до 90 °C приводит к увеличению времени выбега ротора ТКР с 12,3 до 14,4 с. При давлении масла 0,1 МПа увеличение составляет с 10,3 до 12,1 с. При большем давлении 0,4 МПа выбег происходит в лучших условиях по

сравнению с давлением 0,1 МПа. Механические потери также существенно уменьшаются.

#### 4.4.8 Экспериментальная зависимость времени выбега ротора ТКР от входных параметров (при частоте вращения ротора ТКР $n=50000 \text{ мин}^{-1}$ )

После установки частоты вращения ротора ТКР  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$  производили измерение времени выбега ротора ТКР в зависимости от давления масла на входе в подшипник ТКР и входной температуры масла в подшипник ТКР.

По экспериментальным данным была построена графическая зависимость времени выбега ротора ТКР  $t_{\text{выб}}$ , с от давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{\text{вх}}$ , МПа и входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{\text{вх}}$ , °С (при частоте вращения ротора ТКР  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$ ) (рисунок 4.26).

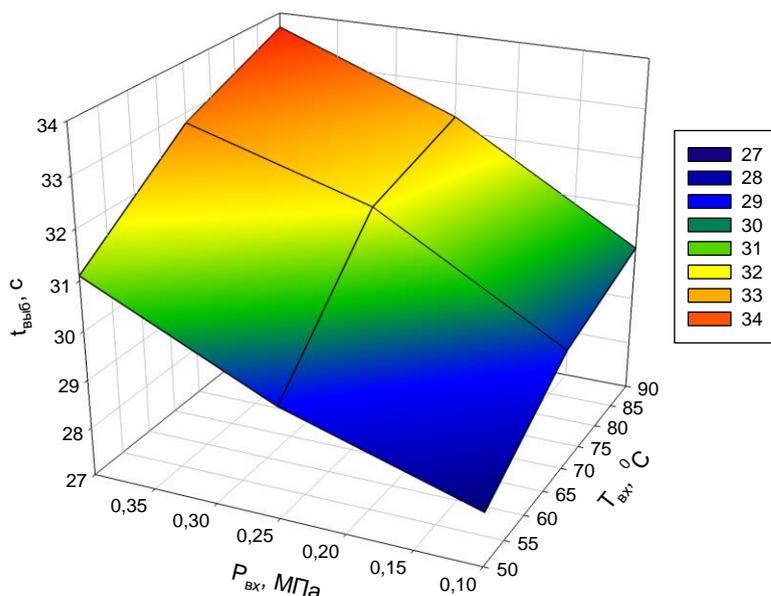


Рисунок 4.26 – Зависимость времени выбега ротора ТКР от давления масла на входе в подшипник ТКР и входной температуры масла в подшипник ТКР (при частоте вращения ротора ТКР  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$ )

Зависимость, представленная на рисунке 4.26, может быть аппроксимирована квадратичным уравнением:

$$t_{\text{выб}}(T_{\text{вх}}, P_{\text{вх}}) = 16,75 + 0,26 \cdot T_{\text{вх}} + 15,81 \cdot P_{\text{вх}} - 0,0014 \cdot T_{\text{вх}}^2 - 9,62 \cdot P_{\text{вх}}^2, \quad (4.26)$$

Как видно из рисунка 4.26, время выбега ротора ТКР в значительной степени зависит от изменения входной величины давления масла. Так, разница входных давлений 0,4 – 0,25 МПа (при  $T_{вх}=50$  °С) приводит к небольшому уменьшению времени выбега ротора ТКР (изменение составляет в пределах от 31,1 до 29,3 с). Тогда как разность входных давлений 0,25 – 0,1 МПа приводит к заметному уменьшению времени выбега ротора ТКР (изменение составляет в пределах от 29,3 до 28,1 с). Из рисунка 4.26 видно, что с увеличением входной температуры масла в подшипник ТКР время выбега ротора ТКР увеличивается. Так, при постоянной величине входного давления масла 0,4 МПа увеличение входной температуры масла в подшипник ТКР в пределах с 50 до 90 °С приводит к увеличению времени выбега ротора ТКР с 31,1 до 33,7 с. При давлении масла 0,1 МПа увеличение составляет с 28,1 до 30,1 с. При большем давлении 0,4 МПа выбег происходит в лучших условиях по сравнению с давлением 0,1 МПа. Механические потери также существенно уменьшаются.

#### **4.4.9 Экспериментальная зависимость времени выбега ротора ТКР $t_{выб}$ , с от входных параметров (при частоте вращения ротора ТКР $n=75000$ мин<sup>-1</sup>)**

После установки частоты вращения ротора ТКР  $n=75000$  мин<sup>-1</sup> производили измерение времени выбега ротора ТКР в зависимости от давления масла на входе в подшипник ТКР и входной температуры масла в подшипник ТКР. По экспериментальным данным была построена графическая зависимость времени выбега ротора ТКР  $t_{выб}$ , с от давления масла на входе в подшипник ТКР  $P_{вх}$ , МПа и входной температуры масла в подшипник ТКР  $T_{вх}$ , °С (при частоте вращения ротора ТКР  $n=75000$  мин<sup>-1</sup>) (рисунок 4.27).

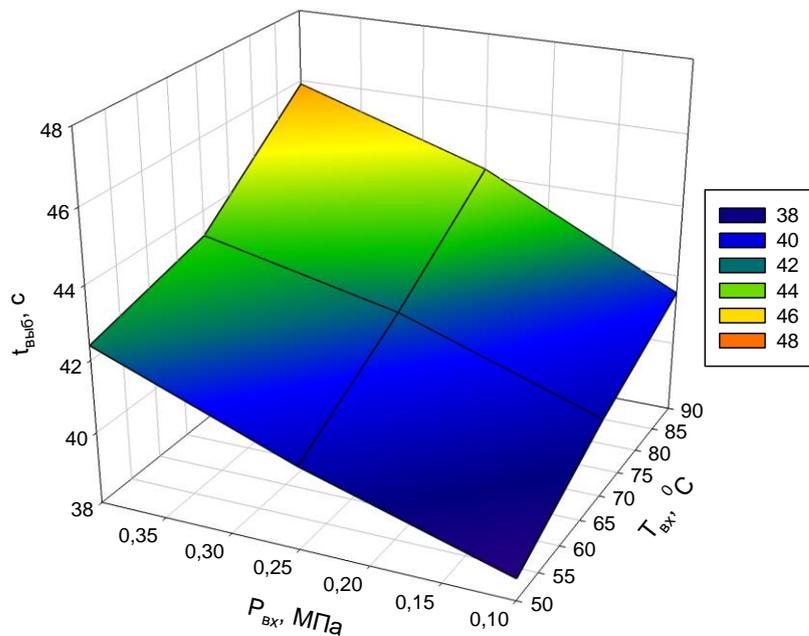


Рисунок 4.27 – Зависимость времени выбега ротора ТКР от давления масла на входе в подшипник ТКР и входной температуры масла в подшипник ТКР (при частоте вращения ротора ТКР  $n=75000 \text{ мин}^{-1}$ )

Зависимость, представленная на рисунке 4.27, может быть аппроксимирована квадратичным уравнением:

$$t_{\text{выб}}(T_{\text{вх}}, P_{\text{вх}}) = 35,73 - 0,013 \cdot T_{\text{вх}} + 17,37 \cdot P_{\text{вх}} + 0,0007 \cdot T_{\text{вх}}^2 - 9,62 \cdot P_{\text{вх}}^2, \quad (4.27)$$

Как видно из рисунка 4.27, время выбега ротора ТКР в значительной степени зависит от изменения входной величины давления масла. Так, разница входных давлений 0,4 – 0,25 МПа (при  $T_{\text{вх}}=50 \text{ °C}$ ) приводит к небольшому уменьшению времени выбега ротора ТКР (изменение составляет в пределах от 42,4 до 40,3 с). Тогда как разность входных давлений 0,25 – 0,1 МПа приводит к заметному уменьшению времени выбега ротора ТКР (изменение составляет в пределах от 40,3 до 38,6 с). Из рисунка 4.27 видно, что с увеличением входной температуры масла в подшипник ТКР время выбега ротора ТКР увеличивается. Так, при постоянной величине входного давления масла 0,4 МПа увеличение входной температуры масла в подшипник ТКР в пределах с 50 до 90 °C приводит к увеличению времени выбега ротора ТКР с 42,4 до 45,9 с. При давлении масла 0,1 МПа увеличение составляет с 38,6 до 41,5 с. При большем давлении 0,4 МПа выбег происходит в лучших условиях по

сравнению с давлением 0,1 МПа. Механические потери также существенно уменьшаются.

#### 4.5 Исследования чувствительности параметров выбега ротора ТКР

Экспериментальные исследования проводились в соответствии с планом эксперимента по формуле  $3^3$  при 5 кратном проведении единичного опыта. Всего было проведено 27 опытов с учетом всех возможных сочетаний выбранных факторов и результирующего отклика. В экспериментальной работе перед проведением эксперимента задавались диапазоны варьирования входных параметров: температура масла на входе в подшипник ТКР в пределах 50...90 °С; величина входного давления масла в подшипник в пределах 0,1...0,4 МПа; начальное значение частоты вращения вала ротора ТКР в диапазоне 25000...75000 мин<sup>-1</sup>.

Результаты эксперимента были сведены в три таблицы 4.4, 4.5, 4.6, ранжированные по признаку отличия начальной (время отчета выбега учитывается с этой стартовой точки до момента остановки вала ротора ТКР) частоты вращения вала ротора ТКР.

Таблица 4.4 – Экспериментальные данные результатов контроля процесса выбега вала ротора ТКР при  $n=25000$  мин<sup>-1</sup>, вариации  $T_{вх}=50...90$  °С, вариации  $P_{вх}=0,1...0,4$  МПа

№ п.п.	n, мин <sup>-1</sup>	T <sub>вх</sub> , °С	P <sub>вх</sub> , МПа	t <sub>выб</sub> , с
1.	25000	50	0,1	10,3
2.	25000	50	0,25	11,08
3.	25000	50	0,4	12,3
4.	25000	70	0,1	11,4
5.	25000	70	0,25	12,38
6.	25000	70	0,4	13,6
7.	25000	90	0,1	12,3
8.	25000	90	0,25	13,6
9.	25000	90	0,4	14,7

По результатам таблицы 4.4 построим зависимость времени выбега вала ротора ТКР от величины входного давления масла в подшипник (рисунок 4.28).

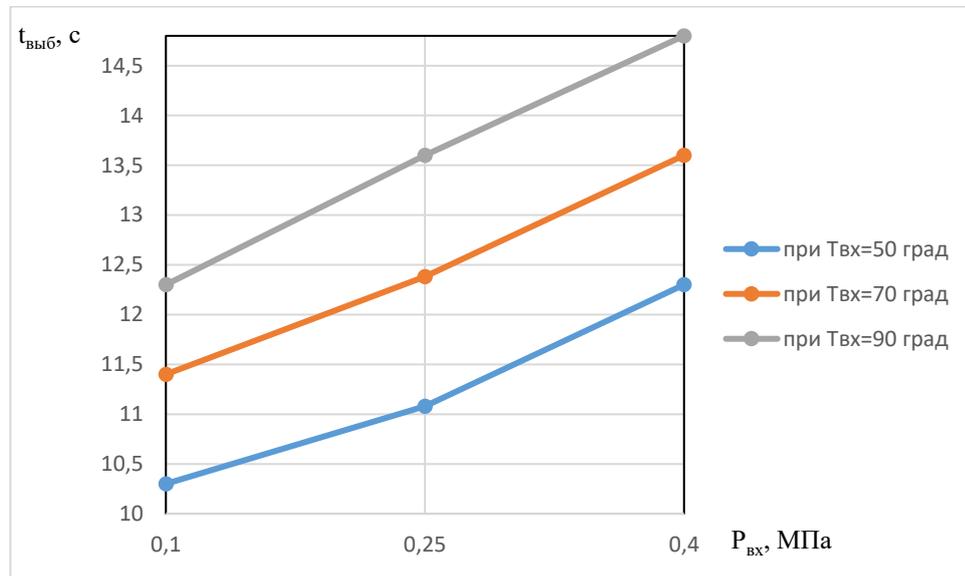


Рисунок 4.28 – Зависимость времени выбега вала ротора ТКР от величины входного давления масла в подшипник при  $n=25000 \text{ мин}^{-1}$

Как видно из рисунка 4.28, зависимость времени выбега от величины входного давления масла в подшипник имеет ниспадающий характер. Сравним между собой три графика (рисунок 4.28) и определим чувствительность величины времени выбега вала ротора ТКР к изменению входного давления масла в подшипник. Разность величин  $t_{\text{выб}}$  для диапазона изменения  $T_{\text{вх}} = 50 \dots 90 \text{ } ^\circ\text{C}$  составит:

$$\begin{aligned}
 \Delta t_{\text{выб}50} &= t_{\text{выб}(50)0,4} - t_{\text{выб}(50)0,1}, \text{ с} \\
 \Delta t_{\text{выб}70} &= t_{\text{выб}(70)0,4} - t_{\text{выб}(70)0,1}, \text{ с} \\
 \Delta t_{\text{выб}90} &= t_{\text{выб}(90)0,4} - t_{\text{выб}(90)0,1}, \text{ с}
 \end{aligned}
 \tag{4.28}$$

Проведем необходимые расчеты, в результате получим:

$$\Delta t_{\text{выб}50} = 12,3 - 10,3 = 2,0 \text{ с};$$

$$\Delta t_{\text{выб}70} = 13,6 - 11,4 = 2,2 \text{ с};$$

$$\Delta t_{\text{выб}90} = 14,8 - 12,3 = 2,5 \text{ с}.$$

Как видно из решения уравнений (4.28), прибавка времени выбега непрерывно возрастает с ростом температуры входного масла:

$$\Delta t_{\text{выб}50} < \Delta t_{\text{выб}70} < \Delta t_{\text{выб}90}$$

Объясняется это лучшими качественными условиями смазывания сопряжения вал ротора ТКР – подшипник ТКР. Масло становится менее вязким, приобретает лучшую текучесть и, как следствие, улучшается смазываемость поверхностей трения.

Определим чувствительность времени выбега вала ротора ТКР к величине входного давления масла в подшипник для диапазона изменения  $T_{\text{вх}} = 50 \dots 90$  °С. Для чего запишем формулу для расчета чувствительности в виде:

$$\begin{aligned} K_{\text{выб}50} &= \frac{\Delta t_{\text{выб}50}}{\Delta P_{\text{вх}}}, \text{ с/МПа} \\ K_{\text{выб}70} &= \frac{\Delta t_{\text{выб}70}}{\Delta P_{\text{вх}}}, \text{ с/МПа} \\ K_{\text{выб}90} &= \frac{\Delta t_{\text{выб}90}}{\Delta P_{\text{вх}}}, \text{ с/МПа} \end{aligned} \quad (4.29)$$

Подставляя данные из таблицы 4.4 в выражения (4.29), получим:

$$\begin{aligned} K_{\text{выб}50} &= \frac{12,3 - 10,3}{0,4 - 0,1} = \frac{2,0}{0,3} = 6,6 \text{ с/МПа}; \\ K_{\text{выб}70} &= \frac{13,6 - 11,4}{0,4 - 0,1} = \frac{2,2}{0,3} = 7,3 \text{ с/МПа}; \\ K_{\text{выб}90} &= \frac{14,8 - 12,3}{0,4 - 0,1} = \frac{2,5}{0,3} = 8,3 \text{ с/МПа}. \end{aligned}$$

Расчеты показывают, что чувствительность времени выбега вала ротора ТКР заметно возрастает по мере роста температуры входного масла. Контролируя данный параметр, можно управлять процессом прогрева двигателя и косвенно контролировать правильность функционирования ТКР.

Проведем анализ экспериментальных данных (таблица 4.5), полученных при  $n=50000$  мин<sup>-1</sup>.

Таблица 4.5 – Экспериментальные данные результатов контроля процесса выбега вала ротора ТКР при  $n=50000$  мин<sup>-1</sup>, вариации  $T_{\text{вх}}=50 \dots 90$  °С, вариации  $P_{\text{вх}}=0,1 \dots 0,4$  МПа

№ п.п.	n, мин <sup>-1</sup>	T <sub>вх</sub> , °С	P <sub>вх</sub> , МПа	t <sub>выб</sub> , с
1.	50000	50	0,1	28,1
2.	50000	50	0,25	29,3

Продолжение таблицы 4.5

3.	50000	50	0,4	31,1
4.	50000	70	0,1	29,5
5.	50000	70	0,25	31,7
6.	50000	70	0,4	32,8
7.	50000	90	0,1	30,1
8.	50000	90	0,25	32,3
9.	50000	90	0,4	33,7

По результатам таблицы 4.5 построим зависимость времени выбега вала ротора ТКР от величины входного давления масла в подшипник (рисунок 4.29).

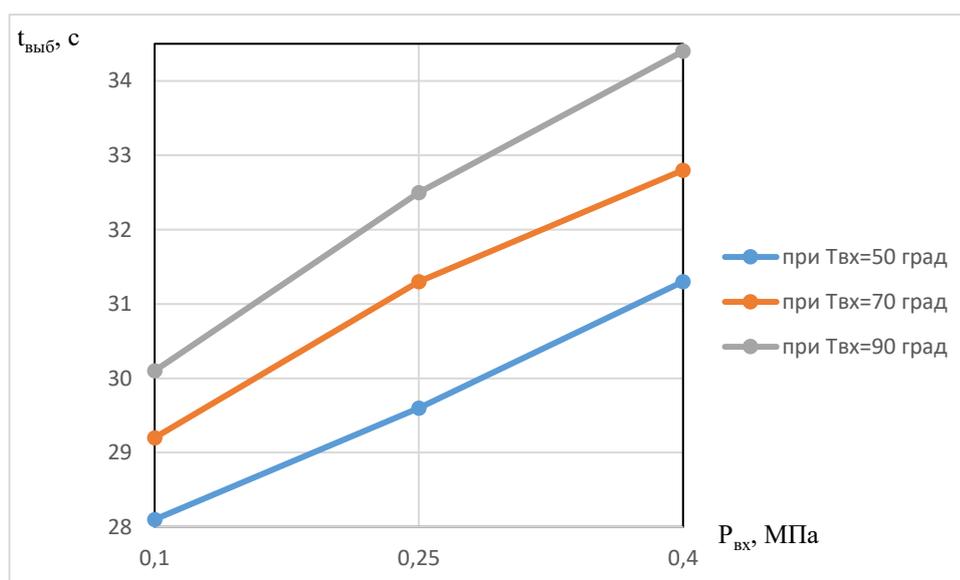


Рисунок 4.29 – Зависимость времени выбега вала ротора ТКР от величины входного давления масла в подшипник при  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$

По аналогии с рисунком 4.28 проведем сравнение между собой трех графиков (рисунок 4.29) и определим чувствительность величины времени выбега вала ротора ТКР к изменению входного давления масла в подшипник. Определим по формуле (4.28) разность величин  $t_{\text{выб}}$  для диапазона изменения  $T_{\text{вх}} = 50 \dots 90 \text{ } ^\circ\text{C}$ , в результате получим:

$$\Delta t_{\text{выб}50} = 31,3 - 28,1 = 3,2 \text{ с};$$

$$\Delta t_{\text{выб}70} = 32,8 - 29,2 = 3,6 \text{ с};$$

$$\Delta t_{\text{выб}90} = 34,4 - 30,1 = 4,3 \text{ с.}$$

Анализ полученных данных показывает, что прирост времени выбега нелинейно возрастает с ростом температуры входного масла:

$$\Delta t_{\text{выб}50} = 3,2 < \Delta t_{\text{выб}70} = 3,6 < \Delta t_{\text{выб}90} = 4,3.$$

Заметна существенная разница времени выбега при  $n=25000 \text{ мин}^{-1}$  и  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$ . Прибавка разности по формуле (4.28) также заметно больше.

Определим чувствительность времени выбега вала ротора ТКР к величине входного давления масла в подшипник. Подставляя данные из таблицы 4.5 в выражения (4.29), получим:

$$K_{\text{выб}50} = \frac{31,3 - 28,1}{0,4 - 0,1} = \frac{3,2}{0,3} = 10,6 \text{ с/МПа};$$

$$K_{\text{выб}70} = \frac{32,8 - 29,2}{0,4 - 0,1} = \frac{3,6}{0,3} = 12,0 \text{ с/МПа};$$

$$K_{\text{выб}90} = \frac{34,4 - 30,1}{0,4 - 0,1} = \frac{4,3}{0,3} = 14,3 \text{ с/МПа}.$$

Как видно из расчетов, чувствительность времени выбега вала ротора ТКР заметно возрастает по мере роста температуры входного масла. Чувствительность времени выбега вала ротора ТКР при  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$  значительно выше, чем при  $n=25000 \text{ мин}^{-1}$ . Относительное увеличение параметра чувствительности составило 36-41%.

Проведем анализ экспериментальных данных (Таблица 4.6), полученных при  $n=75000 \text{ мин}^{-1}$ .

Таблица 4.6 – Экспериментальные данные результатов контроля процесса выбега вала ротора ТКР при  $n=75000 \text{ мин}^{-1}$ , вариации  $T_{\text{вх}}=50\dots90 \text{ }^\circ\text{C}$ , вариации  $P_{\text{вх}}=0,1\dots0,4 \text{ МПа}$

№ п.п.	$n, \text{ мин}^{-1}$	$T_{\text{вх}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$P_{\text{вх}}, \text{ МПа}$	$t_{\text{выб}}, \text{ с}$
1.	75000	50	0,1	38,6
2.	75000	50	0,25	40,3
3.	75000	50	0,4	42,4
4.	75000	70	0,1	40,2
5.	75000	70	0,25	42,1
6.	75000	70	0,4	43,3
7.	75000	90	0,1	41,5
8.	75000	90	0,25	44,2
9.	75000	90	0,4	45,9

По результатам таблицы 4.6 построим зависимость времени выбега вала ротора ТКР от величины входного давления масла в подшипник (рисунок 4.30).

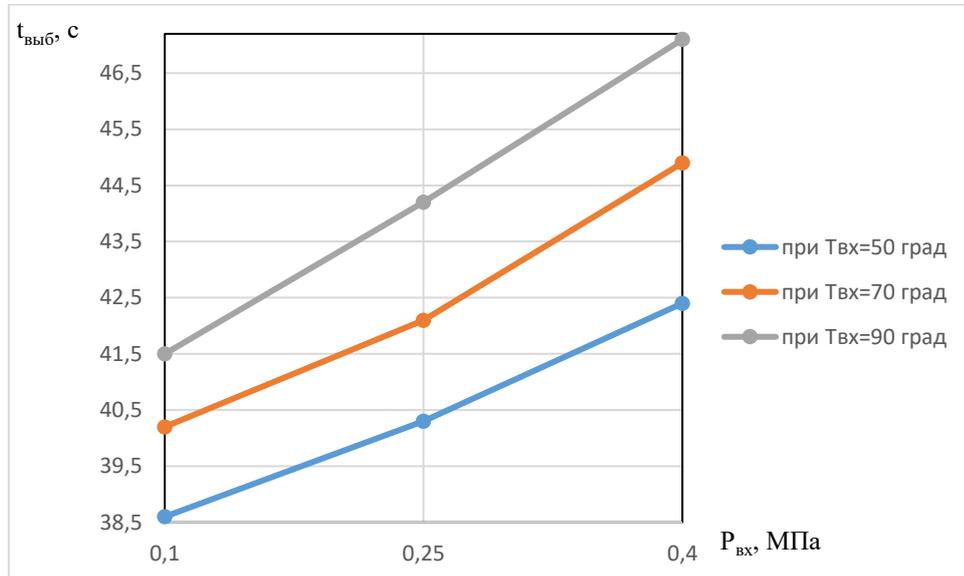


Рисунок 4.30 – Зависимость времени выбега вала ротора ТКР от величины входного давления масла в подшипник при  $n=75000 \text{ мин}^{-1}$

По аналогии с рисунком 4.28, 4.29 проведем сравнение между собой трех графиков (рисунок 4.30) и определим чувствительность величины времени выбега вала ротора ТКР к изменению входного давления масла в подшипник. Определим по формуле (4.28) разность величин  $t_{\text{выб}}$  для диапазона изменения  $T_{\text{вх}} = 50 \dots 90 \text{ } ^\circ\text{C}$ , в результате получим:

$$\Delta t_{\text{выб}50} = 42,2 - 38,6 = 3,6 \text{ с};$$

$$\Delta t_{\text{выб}70} = 44,9 - 40,2 = 4,7 \text{ с};$$

$$\Delta t_{\text{выб}90} = 47,1 - 41,5 = 5,6 \text{ с}.$$

Анализ полученных данных показывает, что прирост времени выбега нелинейно возрастает с ростом температуры входного масла:

$$\Delta t_{\text{выб}50} = 3,6 < \Delta t_{\text{выб}70} = 4,7 < \Delta t_{\text{выб}90} = 5,6.$$

Заметна существенная разница времени выбега при  $n=25000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$  и  $n=75000 \text{ мин}^{-1}$ . Прибавка разности по формуле (4.28) также заметно больше. Так в диапазоне значений  $25000 \dots 50000 \text{ мин}^{-1}$  прибавка составила 36-41%, а в диапазоне  $50000 \dots 75000 \text{ мин}^{-1}$  – 20-23%.

Определим чувствительность времени выбега вала ротора ТКР к величине входного давления масла в подшипник. Подставляя данные из таблицы 4.6 в выражения (4.29), получим:

$$K_{\text{выб}50} = \frac{42,2 - 38,6}{0,4 - 0,1} = \frac{3,6}{0,3} = 12,0 \text{ с/МПа};$$

$$K_{\text{выб}70} = \frac{44,9 - 40,2}{0,4 - 0,1} = \frac{4,7}{0,3} = 15,6 \text{ с/МПа};$$

$$K_{\text{выб}90} = \frac{47,1 - 41,5}{0,4 - 0,1} = \frac{5,6}{0,3} = 18,6 \text{ с/МПа}.$$

Как видно из расчетов, чувствительность времени выбега вала ротора ТКР заметно возрастает по мере роста температуры входного масла. Она увеличивается по мере роста температуры входящего масла и при  $n=75000 \text{ мин}^{-1}$  значительно выше, чем при  $n=50000 \text{ мин}^{-1}$  и  $n=25000 \text{ мин}^{-1}$ . Так разность в пределах изменения частот вращения  $25000 \dots 50000 \text{ мин}^{-1}$  составляет – 6 с/МПа, в процентном отношении – 41%, в диапазоне частот вращения  $75000 \dots 50000 \text{ мин}^{-1}$  – 4,3 с/МПа, в процентном отношении – 23%.

Совместное построение трехмерных экспериментальных зависимостей позволяет сделать сравнение и определиться со степенью влияния входных параметров на параметр время выбега. Так, на рисунке 4.31 видна зависимость  $t_{\text{выб}}$  от основных входных параметров процесса работы ТКР.

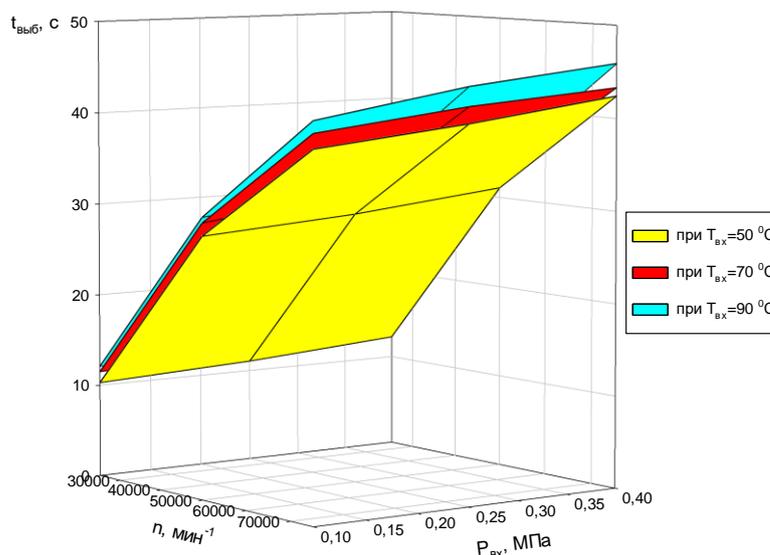


Рисунок 4.31 – Зависимость  $t_{\text{выб}}$  от основных входных параметров процесса работы ТКР

Как видно из рисунка 4.31, с ростом температуры масла, регистрируемой на входе в подшипник ТКР, величина  $t_{\text{выб}}$  возрастает. Максимум температуры масла на входе в подшипник ограничивался на уровне 90 °С и не поднимался выше этой величины. Прирост параметра  $t_{\text{выб}}$  можно объяснить уменьшением вязкости масла и лучшей его прокачиваемости через зазоры подшипника ТКР.

Кроме того, на параметр  $t_{\text{выб}}$  существенное влияние оказывает величина начального значения частоты вращения вала ротора ТКР и температура масла, регистрируемая на входе (рисунок 4.32).

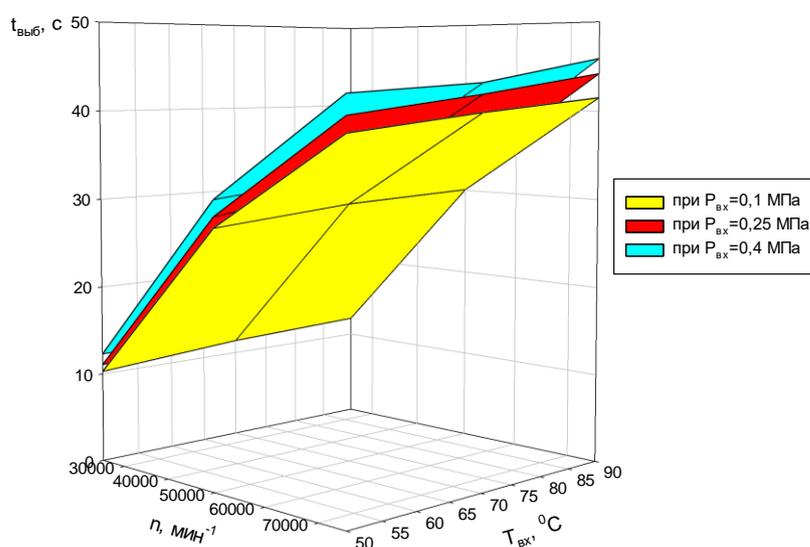


Рисунок 4.32 – Зависимость  $t_{\text{выб}}$  от режимных параметров работы ТКР

Как видно из рисунка 4.32, существенно более весомая связь обнаруживается между входной величиной  $n$  и выходной  $t_{\text{выб}}$ . В условиях эксплуатации не представляет труда обеспечить контроль параметра  $n$  и тем более измерение любых температурных процессов работающего моторного масла. Кроме того, важно рассмотреть взаимосвязь входных параметров процесса смазки и питания подшипника ТКР –  $P_{\text{вх}}$  и  $T_{\text{вх}}$  на анализируемый выходной параметр  $t_{\text{выб}}$  (рисунок 4.33).

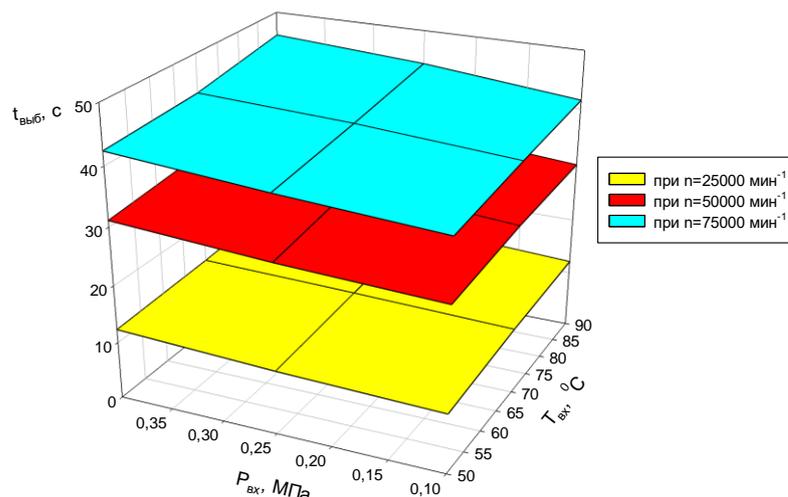


Рисунок 4.33 – Зависимость  $t_{\text{выб}}$  от входных параметров процесса смазки и питания подшипника ТКР

На рисунке 4.33 заметен тренд на увеличение выходного параметра  $t_{\text{выб}}$  при изменении значения  $n$ . Входные же величины процесса смазки и питания подшипника ТКР, такие как  $P_{\text{вх}}$  и  $T_{\text{вх}}$  мало влияют на процессы в этом диапазоне работы ДВС и ТКР. Таким образом, всесторонний многопараметрический контроль  $t_{\text{выб}}$  позволяет косвенно контролировать правильность работы ТКР и сохранять параметры работоспособности в заданных границах, пределы которых зафиксированы в технической документации.

#### 4.6 Определение количества дополнительных капитальных вложений

Рассмотрим расчет экономической эффективности разработанной автономной системы смазки с установкой гидроаккумуляторов пускового и рабочего. Расчет экономической эффективности важен с точки зрения определения реальной отдачи денежных средств при установке гидроаккумулятора и независимой системы смазки. Их установка связана с тем, что в процессе эксплуатации возможны режимы, когда происходит перегрев подшипников турбокомпрессора, значительный износ вкладышей и коленчатого вала, по большей части, при пуске двигателя в зимний период. Большинство автомобилей сегодня находятся на открытых стоянках и

пусковые качества сопряжены со сложными климатическими условиями. Поэтому вопросы эффективного функционирования службы обеспечения работоспособности автомобилей в современных условиях приобретают первостепенное значение.

Использование предпусковой прокачки масла увеличивает ресурс подшипников коленчатого вала в 1.5 раза, так как согласно данным многочисленных исследований ресурс работы всего двигателя лимитируется подшипниками коленчатого вала и подшипниками ТКР. Вследствие увеличения ресурса подшипников, долговечность двигателя также увеличивается в 1,5 раза. Использование подачи масла из гидроаккумулятора к подшипникам турбокомпрессора устраняет эффект «теплого удара», что увеличивает срок службы подшипников турбокомпрессора в 1,5 раза. Следовательно, экономический эффект должен быть получен от увеличения полезной работы, выполненной двигателем.

Дополнительные капитальные вложения складываются из затрат на приобретение оборудования, затрат на приобретение материалов для изготовления деталей:

$$K = Z_o + Z_M + Z_H + H_p, \text{ руб.} \quad (4.30)$$

где  $Z_o$  – затраты на приобретение оборудования, руб.;  $Z_M$  – затраты на приобретение материалов, руб.;  $Z_H$  – затраты на изготовление деталей, руб.;  $H_p$  – накладные расходы, руб.

Для определения затрат на приобретение оборудования, материалов и изготовление деталей сведем все данные в таблицы 4.7, 4.8, 4.9.

Таблица 4.7 Смета затрат на приобретение оборудования

Наименование оборудования	Количество, шт.	Цена за единицу, руб.	Сумма, руб.
Тормозная камера ЗИЛ 130 *	1	191	191
Тормозная камера КамАЗ (тип 24) *	1	213	213
Рукав высокого давления	2	75	150
Мембрана тормозной камеры ЗИЛ	1	21	21
Мембрана тормозной камеры КамАЗ (тип 24)	1	24	24

Продолжение таблицы 4.7

Электроклапан	1	714	714
Обратный клапан	2	180	360
Итого затрат	-	-	1823

\* – бывшая в употреблении тормозная камера стоимостью 40 – 50% от новой.

Таблица 4.8 Смета затрат на материалы для изготовления деталей

Наименование материалов	Масса, кг.	Цена за 1 кг, руб.	Сумма, руб.
Прут стальной О40 Ст45 ГОСТ380-71	2,6	20	52
Лист 1,5 сталь Ст3 ГОСТ14637-79	4	23	92
Итого затрат	-	-	144

Таблица 4.9 Смета затрат на изготовление деталей и оборудования

Виды работ	Разряд	Трудоемкость, чел-час	Часовая тарифная ставка, руб./час	Расходы на оплату труда, руб.
Сварочные	VI	1	23,53	23,53
Токарные	IV	3	21,18	63,54
Слесарные	VI	3	22,46	67,38
Коэффициент начисления на зарплату				69,50
Итого затрат	-	-	-	223,95

Сумма накладных расходов рассчитывается пропорционально заработной плате основных рабочих с начислениями. Процент накладных расходов зависит от того, где будет устанавливаться оборудование и детали. Так как оборудование и детали изготавливаются в ремонтной мастерской, то принимаем  $H_p = 100\%$ , т.е.  $H_p = 223,95$ .

Таким образом, потребность в капитальных вложениях по формуле (4.30) будет:

$$K = 1823 + 144 + 223,95 + 223,95 = 2414,9 \text{ руб.}$$

Принимаем в расчетах:

$$K = 2415 \text{ руб.}$$

#### 4.7 Расчет экономической эффективности капитальных вложений

Так как капитальный ремонт двигателя производится через 200 тыс. км, и, зная среднегодовой пробег автомобиля, который составляет 28 тыс. км. Следовательно, ремонт двигателя в среднем производится через 7 лет. При этом норма амортизации составляет 14,28% ( $H_{ам}^{СТ} = 14,28\%$ ) Определим затраты на эксплуатацию стандартного двигателя:

$$C_{ам}^{СТ} = \frac{B \cdot H_{ам}^{СТ}}{100}, \quad (4.31)$$
$$C_{ам}^{СТ} = \frac{90000 \cdot 14,28}{100} = 12852 \text{ (руб.)}$$

После установки гидроаккумуляторов срок межремонтного пробега увеличился до 300 тыс. км. Срок службы увеличивается до 10 лет.

Исходя из того, что срок службы увеличивается, принимаем значение нормы амортизации равное 10% ( $H_{ам}^{МОД} = 10\%$ ):

$$C_{ам}^{МОД} = \frac{(B + Z_{МОД}) \cdot H_{ам}^{МОД}}{100}, \quad (4.32)$$
$$C_{ам}^{МОД} = \frac{(90000 + 2415) \cdot 10}{100} = 9241,5 \text{ (руб.)}$$

Исходя из вышесказанного, можно сделать вывод, что ежегодная экономия финансовых ресурсов составит:

$$\Delta C = C_{ам}^{СТ} - C_{ам}^{МОД}, \quad (4.33)$$
$$\Delta C = 12852 - 9241,5 = 3610,5 \text{ (руб.)}$$

Соизмерим дополнительные капитальные вложения и получаемую годовую экономию, чтобы узнать, за какой срок окупятся дополнительные капитальные вложения. Т.е. срок окупаемости дополнительных капитальных вложений:

$$CO = \frac{K}{\Delta C}, \quad (4.34)$$

$$CO = \frac{2415}{3610,5} = 0,67 \text{ (года)}.$$

#### 4.8 Контрольные вопросы

1. Для чего проводятся экспериментальные исследования?
2. Какие входные параметры контролировались в ходе эксперимента?
3. Какие выходные параметры контролировались в ходе эксперимента?
4. Накладываемые ограничения и их контроль.
5. Какие системы двигателя контролировались перед началом экспериментальных исследований и с какой целью?
6. Экспериментальный контроль изменения температуры масла в сливной магистрали турбокомпрессора. Для чего он проводится?
7. Какие значения температуры масла устанавливались на входе в подшипник турбокомпрессора?
8. Охарактеризуйте полученные трехмерные зависимости и уравнения регрессии при контроле выходной температуры масла. Какие выводы можно по ним сделать?
9. Анализ экспериментальных данных контроля изменения температуры масла в сливной магистрали турбокомпрессора при постоянной температуре масла на входе. В чем его особенности?
10. Анализ экспериментальных данных контроля изменения температуры масла в сливной магистрали турбокомпрессора при постоянном входном давлении масла. В чем его особенности?
11. Анализ экспериментальных данных контроля изменения температуры масла в сливной магистрали турбокомпрессора при постоянной частоте вращения вала ротора турбокомпрессора. В чем его особенности?
12. Контроль величины времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр или расхода масла в сливной магистрали турбокомпрессора.
13. Анализ экспериментальных данных контроля времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр или расхода масла в сливной магистрали турбокомпрессора при постоянной температуре масла на входе. В чем его особенности?

14. Анализ экспериментальных данных контроля времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр или расхода масла в сливной магистрали турбокомпрессора при постоянном входном давлении масла. В чем его особенности?

15. Анализ экспериментальных данных контроля времени наполнения мерной емкости объемом 1 литр или расхода масла в сливной магистрали турбокомпрессора при постоянной частоте вращения вала ротора турбокомпрессора. В чем его особенности?

16. Контроль времени выбега ротора турбокомпрессора.

17. Анализ экспериментальных данных контроля времени выбега ротора турбокомпрессора при постоянной температуре масла на входе. В чем его особенности?

18. Анализ экспериментальных данных контроля времени выбега ротора турбокомпрессора при постоянном входном давлении масла. В чем его особенности?

19. Анализ экспериментальных данных контроля времени времени выбега ротора турбокомпрессора при постоянной частоте вращения вала ротора турбокомпрессора. В чем его особенности?

20. Определение коэффициента чувствительности на основе экспериментальных данных. Объясните физический смысл коэффициента?

21. Почему с ростом входной температуры масла коэффициент чувствительности возрастает?

22. Почему с ростом частоты вращения вала ротора турбокомпрессора коэффициент чувствительности возрастает?

23. Совместный анализ трехмерных графиков по контролю времени выбега вала ротора турбокомпрессора. Что он дает?

24. Из чего складываются дополнительные капиталовложения при модернизации системы смазки?

25. Особенности расчета экономической эффективности и срока окупаемости при внедрении инноваций.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1) Диагностирование системы выпуска двигателей внутреннего сгорания путем контроля сопротивления выпускного тракта / А. В. Гриценко, А. М. Плаксин, С. Э. Бисенов, К. В. Глемба, К. И. Лукомский // *Фундаментальные исследования*. – 2014. – № 8 (часть 2). – С. 322-326.
- 2) Исследование помпажа путем совершенствования конструкции стенда для испытания сельскохозяйственных турбокомпрессоров / Т. И. Исинтаев, Б. К. Калиев, А. М. Плаксин, А. В. Гриценко, А. Ю. Бурцев, А. А. Горбачев // *АПК России*. – 2020. – Т. 27. № 4. – С. 642-648.
- 3) Исследование процесса выбега ДВС легковых автомобилей при искусственном формировании сопротивления / А. М. Плаксин, А. В. Гриценко, К. В. Глемба, И. Ганиев, Ф. Н. Граков, Н. Е. Кошелев, А. Ю. Бурцев // *Фундаментальные исследования*. – № 11 (часть 4). – 2014. – С. 749-753.
- 4) Исследования выбега ротора турбокомпрессора ТКР-11 / А. В. Гриценко, А. М. Плаксин, А. Ю. Бурцев // *Агропродовольственная политика России*. – 2015. – № 1 (37). – С. 52-55.
- 5) Контроль теплового состояния турбокомпрессоров сельскохозяйственных машин / А. В. Гриценко, А. Ю. Бурцев, А. Г. Патов, К. И. Лукомский // *АПК России*. – 2023. – Т. 30, № 3. – С. 370-382. – DOI 10.55934/2587-8824-2023-30-3-370-382.
- 6) Повышение долговечности работы турбокомпрессора дизелей применением автономного смазочно-тормозного устройства / А. М. Плаксин, О. Н. Ларин, А. В. Гриценко, А. Ю. Бурцев, К. В. Глемба // *Инновационный транспорт*. – 2016. № 1 (19). – С. 53-58.
- 7) Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторной техники применением гидроаккумулятора / А. М. Плаксин [и др.] // *Вестник Красноярского государственного аграрного университета*. – 2014. – № 8 (95). – С. 176-180.
- 8) Продление срока службы турбокомпрессоров автотракторной техники применением гидроаккумулятора в системе смазки / А. М. Плаксин [и др.] // *Фундаментальные исследования*. – 2014. – № 6–4. – С. 728–732.

9) Результаты экспериментальных исследований времени выбега ротора турбокомпрессора ТКР-11 / А. М. Плаксин, А. В. Гриценко, А. Ю. Бурцев // Вестник ЧГАА. – 2014. – Т. 70. – С. 130-135.

10) Способ обеспечения работоспособности турбокомпрессора дизелей применением автономного смазочно-тормозного устройства / Плаксин А.М., Гриценко А.В., Бурцев А.Ю., Глемба К.В. / Вестник Красноярского ГАУ, № 6, 2015, с. 89-93.

11) Увеличение надежности турбокомпрессоров автотракторной техники применением гидроаккумулятора / А. М. Плаксин, А. В. Гриценко, А. Ю. Бурцев, К. В. Глемба, К. И. Лукомский // Вестник Красноярского ГАУ. – № 8. – 2014. – С. 176-180.

12) Development of combined ICE startup system by means of hydraulic starter / A. V. Gritsenko, A. M. Plaksin, Z. V. Almetova // Procedia Engineering. – 2017. – Vol. 206. – P. 1238-1245.

13) Development of Measures to Prevent Surging Turbochargers of Cars / A. V. Gritsenko, V. D. Shepelev, A. V. Samartseva // ICIE 2018 Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. January 2019. – P. 861–872. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5\_90.

14) Diagnostics of Friction Bearings by Oil Pressure Parameters During Cycle-By-Cycle Loading / A. V. Gritsenko, E. A. Zadorozhnaya, V. D. Shepelev // Tribology in Industry. – 2018. – Vol. 40, – Issue 2. – P. 300–310. doi: <https://doi.org/10.24874/ti.2018.40.02.13>

15) Modernization of the turbocharger lubrication system of an Internal combustion engine / A. M. Plaksin, A. V. Gritsenko, K. V. Glemba // Procedia Engineering. – 2015. – Vol. 129. – P. 857-862.

16) Studuing Lubrication System of Turbocompressor Rotor with Integrated Electronic Control / A. V. Gritsenko, A. M. Plaksin, V. D. Shepelev // International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2017 Procedia Engineering 206. – 2017. – P. 611-616.

**Повышение надежности современных  
турбокомпрессоров за счет управления процессами  
смазки и охлаждения его элементов**

**А.В. Гриценко**

*Учебное пособие*