

УДК 621.43.052

DOI: 10.55934/2587-8824-2023-30-3-370-382

**КОНТРОЛЬ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ  
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН****А. В. Гриценко, А. Ю. Бурцев, А. Г. Патов, К. И. Лукомский**

В сельскохозяйственном машиностроении активно используется турбонаддув. Турбокомпрессоры (ТКР) сегодня устанавливают на 90% автотракторной техники, используемой в сельском хозяйстве. В результате анализа сформулирована проблема замещения электронных компонентов и систем на более простые решения: установку в систему смазки двигателя внутреннего сгорания (ДВС) двух гидроаккумуляторов (ГАКБ) – прокачивающего и питающего. Рассмотрение теории вопроса показывает, что использование ГАКБ в системе смазки позволяет к 180-й секунде, прошедшей с момента выбега, снизить температуру подшипника ротора ТКР на 15 °С. Проведенные расчеты позволили установить объемы рабочих камер ГАКБ прокачивающего и питающего, которые соответственно составили 4,5 и 1,2 литра. В методической части исследования представлены спроектированные ГАКБ и схема модернизированной системы смазки. В экспериментальной части работы установлено, что в штатном режиме при остановке ДВС время снижения величины давления перед подшипником ТКР до 0 составляет менее 5,25 секунды. Тогда как время выбега турбокомпрессора продолжается от 10 до 20 секунд в зависимости от режима. Таким образом  $\frac{3}{4}$  времени выбега подшипник находится при подпитке нулевым давлением. Установка ГАКБ позволяет более 20 секунд поддерживать рабочее давление у подшипника. Так, при начальном давлении 0,599 МПа к концу 20-й секунды оно снижается всего на 0,13 МПа, обеспечивая с высоким запасом подпитку подшипника ТКР поступающим свежим маслом. Результаты экспериментальной работы с учетом варьирования температуры входного масла в подшипник турбокомпрессора  $T_{вх} = 70...90$  °С позволяют определиться с границами эффективности работы подшипников ТКР, их подпитки и лучшей прокачиваемости масла. В рабочих зонах частот вращения вала ротора ТКР 65 000–75 000 мин<sup>-1</sup> при минимальных входных давлениях 0,10–0,15 МПа рабочая температура масла повышается до 111 °С, что является близким результатом к предельным значениям температур масла. Повышение величины давления масла до 0,25 МПа в зоне тех же частот вращения вала ротора ТКР приводит к снижению температуры масла до 106 °С. Правильная подборка рабочих объемов ГАКБ позволяет избежать перегрева подшипников и масла, обеспечив при этом эффективную работу ДВС на любых возможных режимах.

*Ключевые слова:* двигатель, система смазки, подшипники, турбокомпрессор, гидроаккумулятор, прокачка, смазка, тепловой режим.

В настоящее время электронные системы начинают доминировать на автомобильной технике [1, 2]. В тот же момент обнаруживается существенный дефицит поставок электронных компонентов, электронных блоков управления и устройств автоматики. 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 [3, 4]. 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 [5, 6, 7].



Вопросам обеспечения надежности турбокомпрессорных ДВС посвящены работы ученых крупных автомобильных концернов, таких как Volkswagen, BMW, Toyota, Strakonice (Чехия) и другие. Чешские турбокомпрессоры, например, устанавливаются фактически на всю отечественную сельскохозяйственную технику. Заводом Strakonice разработан широкий перечень типоразмеров турбокомпрессоров. Над проблемами надежности ТКР работают ученые: D.A. Nelson, Sathaporn Chuepeng, Sumate Saipom, Cho-Yu Lee, Dani Joseph Veera, Е.А. Задорожная, П.А. Тараненко [8, 9, 10]. Разными вопросами совершенствования узлов ТКР занимались исследователи: Д.Я. Носырев, А.А. Свечников, К.А. Хафизов, А.С. Денисов [7, 11, 12].

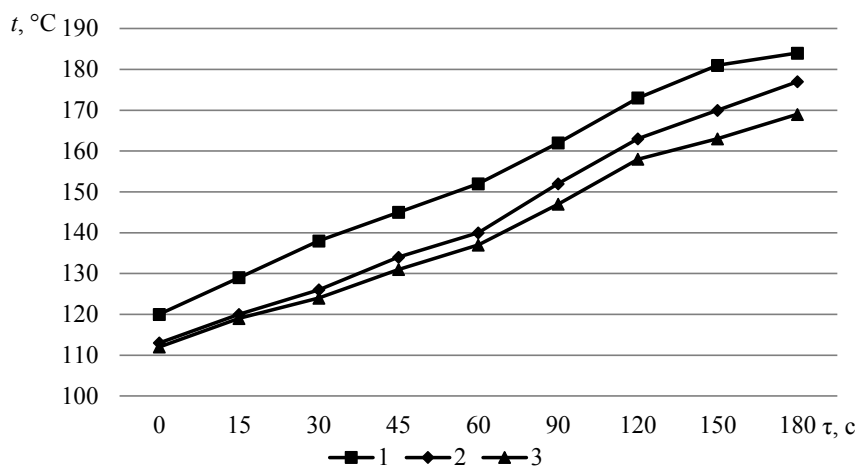
Исследованиям процессов смазки посвящены работы А.Т. Кулакова, И.Г. Галиева, Н.В. Орлова, А.Р. Асояна, А.А. Коркина [11, 12, 13]. Эти же авторы исследовали работу турбокомпрессоров с установленным в его магистраль гидроаккумулятором [6].

Значительные затраты на эксплуатацию занимают расходы на разного рода ремонтные воздействия и проведение технического обслуживания. Многочисленными исследованиями установлено, что долговечность двигателя во многом зависит от условий предварительной подготовки его к работе [14, 15]. Основными деталями, лимитирующими ресурс двигателя, являются подшипники коленчатого вала и турбокомпрессора [16, 17]. 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 [18, 19, 20]. Таким образом, и на режимах остановки ДВС важно обеспечивать надежный смазочный процесс во избежание перегрева подшипников [21, 22]. С учетом сказанного целью исследования является исследование теплового состояния масла при работе ДВС и ТКР установкой в систему смазки гидроаккумуляторов и управлением их работы на различных режимах.

#### Материал и методы исследования

В теоретической части исследований важно рассмотреть процесс изменения температуры масла и подшипников при работе в экстремальных условиях остановки ДВС. В ряде научных работ, посвященных данным исследованиям, приводятся графические зависимости изменения температуры подшипника ТКР от времени, прошедшего с момента остановки ДВС (рис. 1),



1 – без ГАКБ; 2 – с ГАКБ (время полного разряда ГАКБ – 21 секунда);  
3 – с ГАКБ (время полного разряда ГАКБ – 41 секунда)

Рис. 1. Зависимость динамики роста температуры подшипника ТКР  $t$ , °C во времени при полной остановке ДВС (при  $n = 650 \text{ мин}^{-1}$ )

на которых видна существенная динамика прироста температуры [11, 21]. Так, из рисунка 1 видно, что при осуществлении штатного выбега на всем протяжении временного участка наблюдается существенно больший прирост температуры подшипника ТКР. Так, уже в начальный момент времени температура составляет 120 °С, а к 180-й секунде она достигает 184 °С. Применение ГАКБ позволяет снизить температуру подшипника ТКР. Так, в случае с применением ГАКБ с временем истечения 21 секунду температура подшипника в начальный момент времени составила 113 °С и к 180-й секунде – 177 °С. При времени разрядки ГАКБ 41 секунду соответственно 112 °С и 169 °С. Виден существенный эффект понижения температуры подшипника на 15 °С к концу разрядки, что существенно снижает вероятность перегрева подшипника, масла и наступление коксования.

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

Рассчитаем объем гидроаккумулятора для предпусковой прокачки масла:

$$V_{\Pi} = V_1 + V_2, \quad (1)$$

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

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

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

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 равными 0,02 л.

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

Принимаем объем прокачиваемого ГАКБ, равный 4,5 л.

Рассчитаем объем гидроаккумулятора для подачи масла к подшипникам турбокомпрессора:

$$V_{\Gamma} = V_3 + V_4, \quad (4)$$

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

$$V_3 = \frac{\pi \cdot h_{\Gamma} \cdot (R_{\Gamma}^2 + r_{\Gamma}^2 + R_{\Gamma} \cdot r_{\Gamma})}{3}, \quad (5)$$

$$V_4 = \frac{\pi \cdot h_{\Gamma} \cdot (R_{\Gamma}^2 + r_{\Gamma}^2 + R_{\Gamma} \cdot r_{\Gamma})}{3} + \Delta_{\Gamma}, \quad (6)$$

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 равными 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 равным 1,2 л.

Таким образом, выбраны необходимые объемы ГАКБ для экспериментальной системы смазки.

### Методика исследований

В методической части работы были спроектированы ГАКБ прокачиваемый (рис. 2) и питающий (рис. 3).

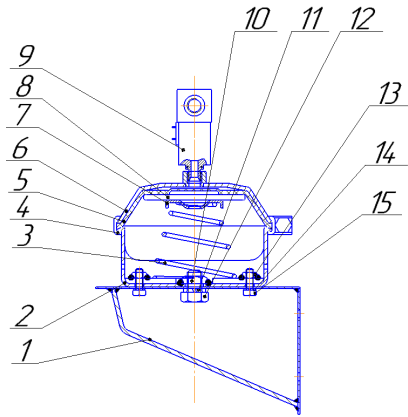
Как видно из рисунков 2 и 3, для проведения экспериментальной части работы были выбраны пружинные ГАКБ, которые обладают относительной простотой конструкции и высокой надежностью. Как видно, ГАКБ имеют значительное сходство конструктивное и позиционное. Так, в обоих ГАКБ масло под давлением воздействует на мембрану маслостойкую 5 (прокачиваемый ГАКБ) и 4 (питающий ГАКБ), после чего мембрана сжимает пружину 3 до полной зарядки ГАКБ. Так, прокачиваемый ГАКБ в своей конструкции содержит электроклапан 9 для возможности запираания объема



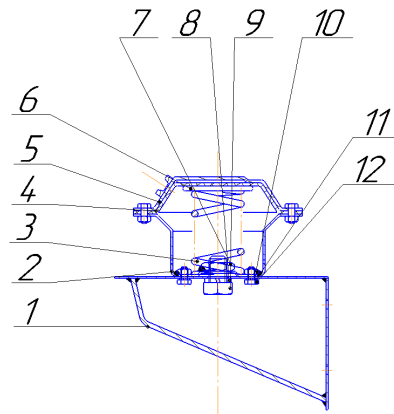
масла под давлением при полной зарядке прокачивающего ГАКБ и возможности его открытия электроклапаном 9 в необходимый момент времени, требующий пусковую порцию масла в момент запуска ДВС.

Рассмотрим модернизированную систему смазки (рис. 4).

Модернизированная система смазки работает следующим образом. Шестеренчатый масляный насос 3 (рис. 4) закачивает масло из



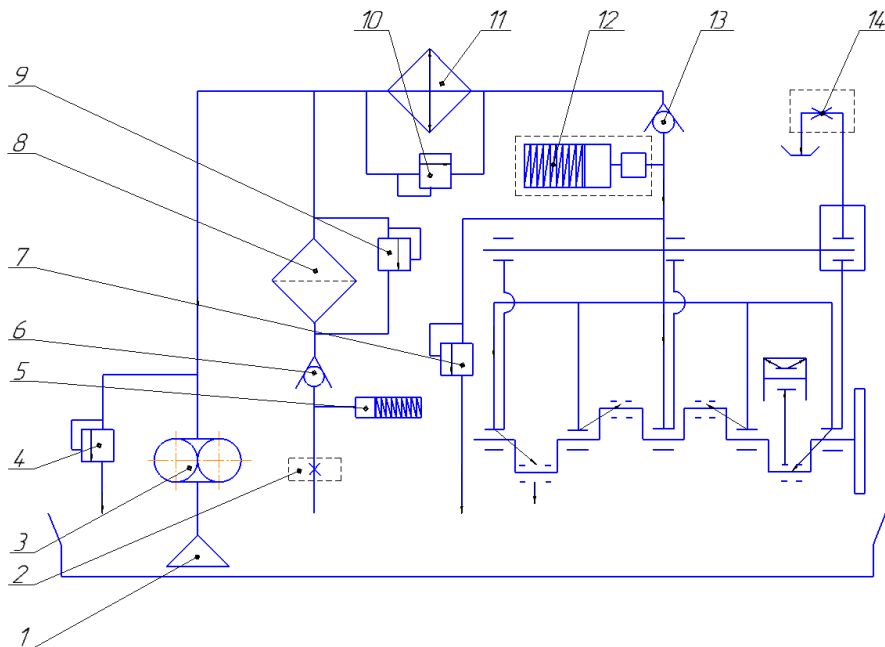
- 1 – кронштейн; 2 – корпус; 3 – пружина; 4 – хомут;
- 5 – мембрана маслостойкая; 6 – крышка;
- 7 – прокладка; 8 – диск; 9 – электроклапан;
- 10 – гайка; 11 – шайба; 12 – болт; 13 – гайка;
- 14 – шайба; 15 – болт



- 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

Рис. 2. Спроектированный прокачивающий ГАКБ

Рис. 3. Спроектированный питающий ГАКБ



- 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

Рис. 4. Схема модернизированной системы смазки

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.

В методологической части исследований для возможности проведения эксперимента и последующего анализа опытных данных была проделана следующая работа.

1. Выбран экспериментальный двигатель УМЗ-4216, применяемый в сельском хозяйстве для приводного агрегата автомобилей Газель, Баргузин, соответствующий современному уровню техники и технологии.

2. Разработан и изготовлен исследовательский стенд на базе ДВС УМЗ-4216, позволяющий проводить экспериментальные исследования по контролю основных параметров ТКР при широкой вариации режимов испытания.

3. 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.

4. Для подсоединения ТКР был модернизирован выпускной коллектор. Разработана независимая система смазки ТКР с возможностью

варьирования в широких пределах давления масла на входе в подшипник ТКР и обеспечения эксплуатационных значений температуры масла. Установлены в систему смазки гидроаккумуляторы. Разработано устройство для установки и фиксации дроссельной заслонки в любое выбранное положение при формировании нагрузки на ДВС.

5. Изготовлено нагрузочное устройство на ДВС в виде привода гидравлического насоса, подключаемого с целью обеспечения режимов нагружения и приводного электродвигателя.

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

7. Выбрана необходимая методика и план экспериментальных исследований, а также программные продукты для обработки и анализа экспериментальных данных.

При выборе методики обработки данных была выбрана стандартная методика с планом ПФЭ 2<sup>3</sup>. При реализации данной методики выбираются два фактора и один или несколько результативных признаков (температура масла на выходе из подшипника ТКР, °С). Число опытов при трех интервалах вариации составило 8. 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).

Последующая обработка данных эксперимента производилась с использованием приложения SIGMAPLOT. Все полученные данные были сведены в таблицы обработки данных и многомерные графики.

В ходе эксперимента производилось измерение температуры масла 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 70...90 °С.



Результаты данных фиксировались в виде таблицы 1.

Повторность каждого опыта в таблице 1 заключалась в трех измерениях и усреднении измеренного значения. Полученные экспериментальные данные были обработаны с использованием программного продукта Sigma Plot.

Таблица 1 – Результаты измерений температуры масла на сливе ТКР при вариации входных параметров

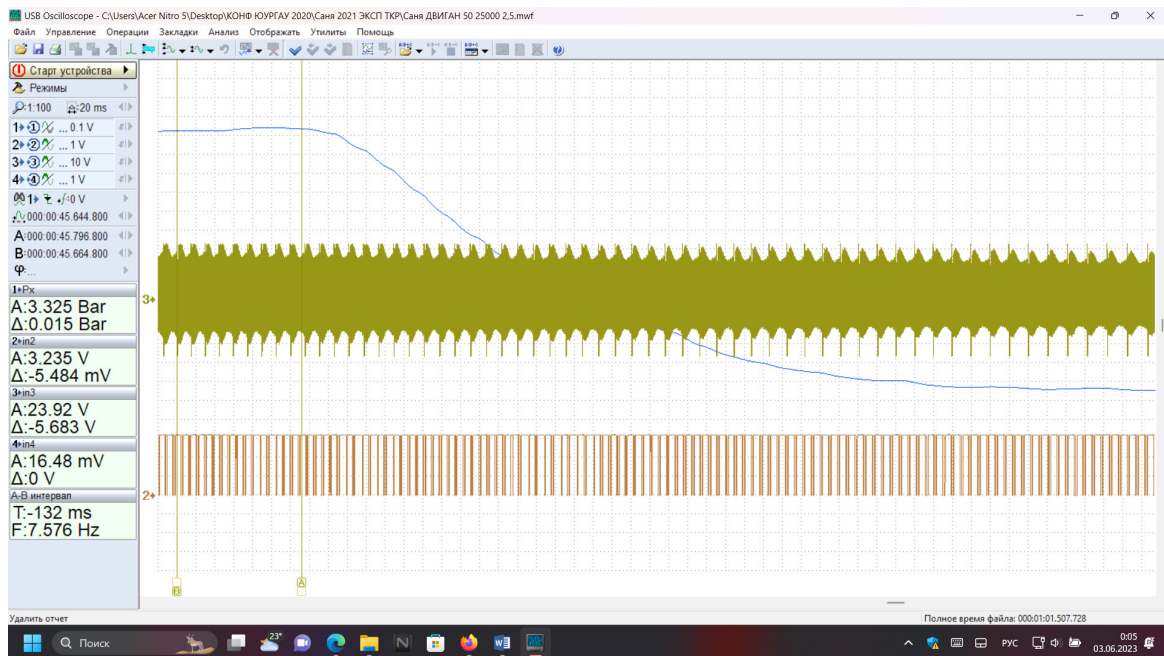
№ п/п	$T_{вх}, ^\circ\text{C}$	$P_{вх}, \text{МПа}$	$n, \text{мин}^{-1}$	$T_{вых}, ^\circ\text{C}$
1	70...90	0,1	25 000	
2	70...90	0,25	25 000	
3	70...90	0,4	25 000	
4	70...90	0,1	50 000	
5	70...90	0,25	50 000	
6	70...90	0,4	50 000	
7	70...90	0,1	75 000	
8	70...90	0,25	75 000	
9	70...90	0,4	75 000	

## Результаты и обсуждение

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.

На начальном этапе проверялись характеристики падения давления перед подшипником ТКР при штатном выбеге вала ротора ТКР. Так, на рисунке 5 представлена осциллограмма, показывающая резкое уменьшение контролируемого параметра – давления на входе в подшипник ТКР при деактивации привода масляного насоса системы смазки ДВС.

Как видно на рисунке 5, падение величины давления перед подшипником ТКР с 0,332 МПа до 0,120 МПа произошло за временной интервал  $\Delta t_{сн} = 0,737$  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



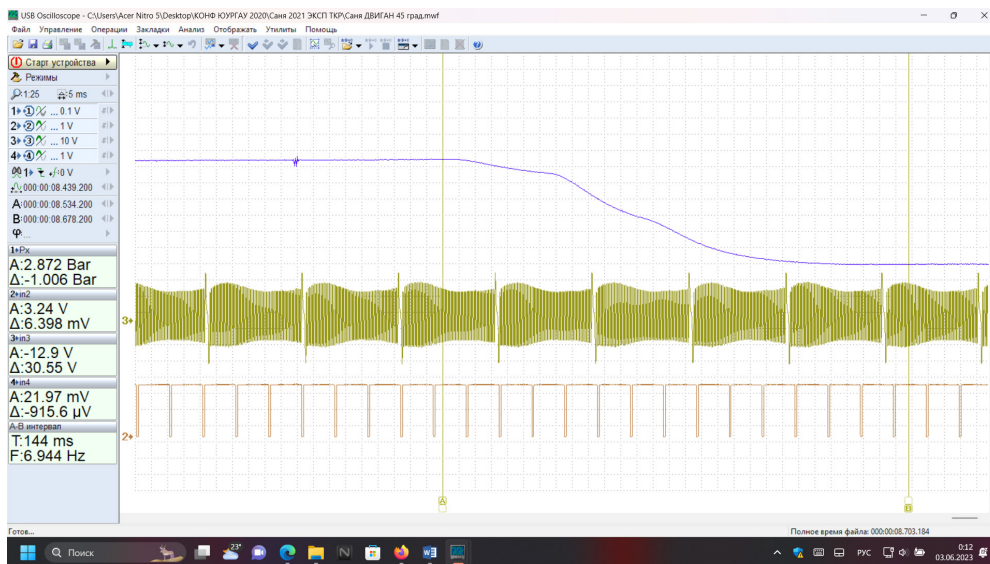
1 вход (синего цвета) – давление на входе в подшипник ТКР, кгс/см<sup>2</sup>; 2 вход (оранжевого цвета) – изменение оборотов вращающегося ротора ТКР, мин<sup>-1</sup>; 3 вход (желтого цвета) – изменение оборотов вращающегося коленчатого вала двигателя, мин<sup>-1</sup>;  $n_{ткр} = 25\ 000$  мин<sup>-1</sup>,  $n_{двс} = 2000$  мин<sup>-1</sup>

Рис. 5. Осциллограмма, показывающая резкое уменьшение контролируемого параметра – давления на входе в подшипник ТКР при деактивации привода масляного насоса системы смазки ДВС

ТКР 0,060 МПа фактически наступало условие граничности, при котором не хватало масла для обеспечения приемлемого охлаждения подшипника ТКР.

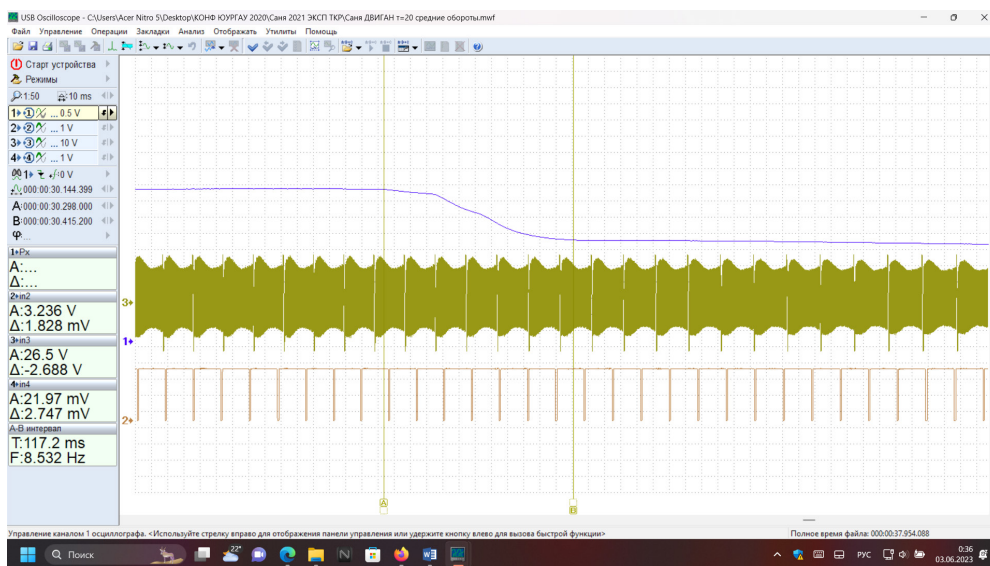
При тех же условиях, что представлены на рисунке 5, происходило снижение величины давления перед подшипником ТКР, но в мень-

шем диапазоне с 0,287 МПа до 0,187 МПа (рис. 6). На рисунке 6 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.



Те же обозначения, что и на рисунке 4,  $n_{\text{ткр}} = 25\,000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_{\text{двс}} = 2000 \text{ мин}^{-1}$ , время снижения величины давления  $\Delta t_{\text{сн}} = 0,144 \text{ секунды}$

Рис. 6. Осциллограмма, показывающая резкое уменьшение контролируемого параметра – давления на входе в подшипник ТКР при дезактивации привода масляного насоса системы смазки ДВС



Те же обозначения, что на рисунке 4;  $n_{\text{ткр}} = 60\,000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_{\text{двс}} = 3100 \text{ мин}^{-1}$ , время снижения величины давления  $\Delta t_{\text{сн}} = 0,117 \text{ секунды}$

Рис. 7. Осциллограмма изменения величины давления масла перед подшипником турбокомпрессора в момент отключения масляного насоса



Посмотрим динамику снижения величины давления перед подшипником ТКР при максимально возможных величинах давления в системе смазки. Так, на рисунке 7 представлена осциллограмма изменения величины давления перед подшипником турбокомпрессора в момент отключения масляного насоса при начальной частоте вращения вала ротора ТКР – 60 000 мин<sup>-1</sup> и максимальной величине давления масла перед подшипником турбокомпрессора – 0,599 МПа.

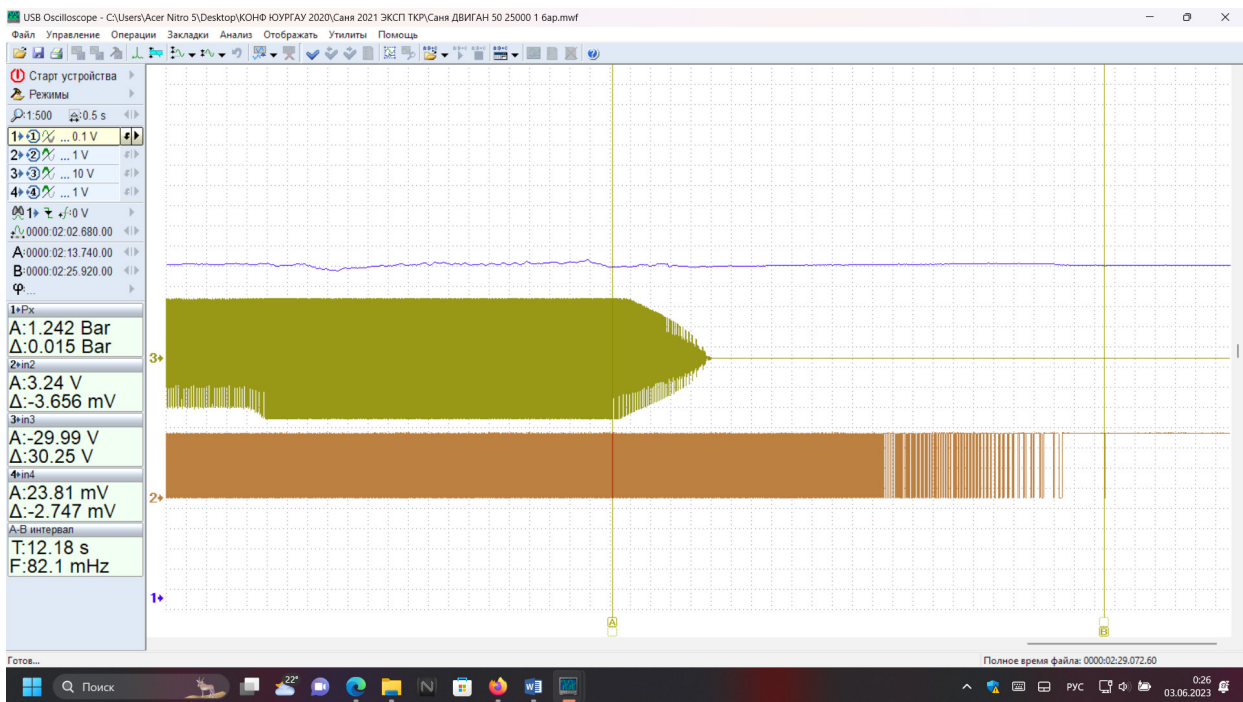
Из рисунка 7 видно, что падение величины давления перед подшипником ТКР с 0,599 МПа до 0,357 МПа произошло за временной интервал  $\Delta t_{\text{сн}} = 0,117$  секунды. Таким образом, из анализа рисунков 5, 6, 7 виден тренд замедления снижения величины давления и его плавный характер к времени достижения 0 бар. В любом случае падение величины давления перед подшипником ТКР с 0,599 МПа до 0 МПа происходило более чем за 5,25 секунды. Однако процесс выбега вала ротора турбокомпрессора гораздо более продолжительный. 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 8 представлена осциллограмма, характерная для процесса выбега вала ротора ТКР с начальной частоты вращения 25 000 мин<sup>-1</sup>.

Из рисунка 8 видно, что выбег ДВС до полной остановки происходит за 2,36 секунды, тогда как выбег вала ротора ТКР сопровождается 12,18 секунды. При этом видно, что величина давления поддерживается постоянной во всем диапазоне выбега ротора ТКР и составляет 0,124 МПа.

Рассмотрим вариант выбега вала ротора ТКР с начальной частоты вращения, соответствующей максимальной для данного ТКР – 80 000 мин<sup>-1</sup> (рис. 9).



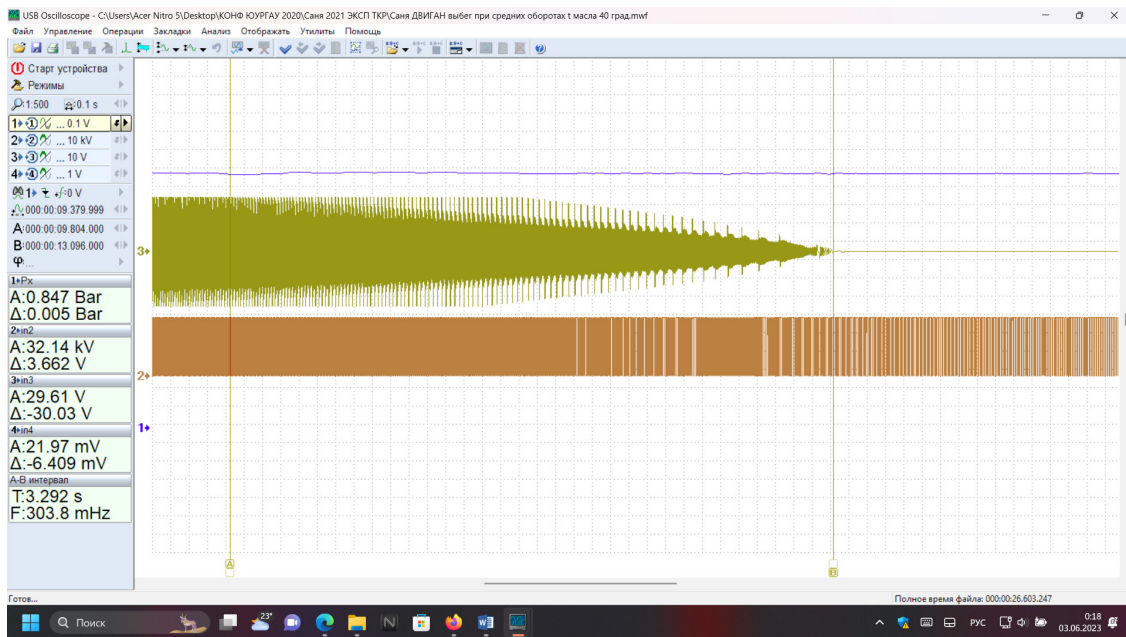
Те же обозначения, что на рисунке 4;  $n_{\text{ткр}} = 25\,000$  мин<sup>-1</sup>,  $n_{\text{двс}} = 2000$  мин<sup>-1</sup>

Рис. 8. Осциллограмма изменения величины давления масла перед подшипником турбокомпрессора в момент отключения масляного насоса при подпитке ГАКБ



Из рисунка 9 видно, что время выбега ДВС составляет 3,29 секунды, время выбега вала ротора ТКР 18,78 секунды. Величина давления масла перед подшипником ТКР фактически поддерживается на одном уровне и составляет 0,084 МПа. Эксперименты с повышением максимальной величины давления показывают, что

в случае с максимальной величиной давления 0,599 МПа тем более уровень давления поддерживается до конца выбега, при этом снижаясь за 20 секунд на 0,13 МПа. Таким образом, установленный питающий ГАКБ выбран с хорошим запасом и обеспечивает выбег при улучшенных условиях.



Те же обозначения, что на рисунке 4;  $n_{\text{ткр}} = 80\,000 \text{ мин}^{-1}$ ,  $n_{\text{двс}} = 4000 \text{ мин}^{-1}$

Рис. 9. Осциллограмма изменения величины давления масла перед подшипником турбокомпрессора в момент отключения масляного насоса при подпитке ГАКБ

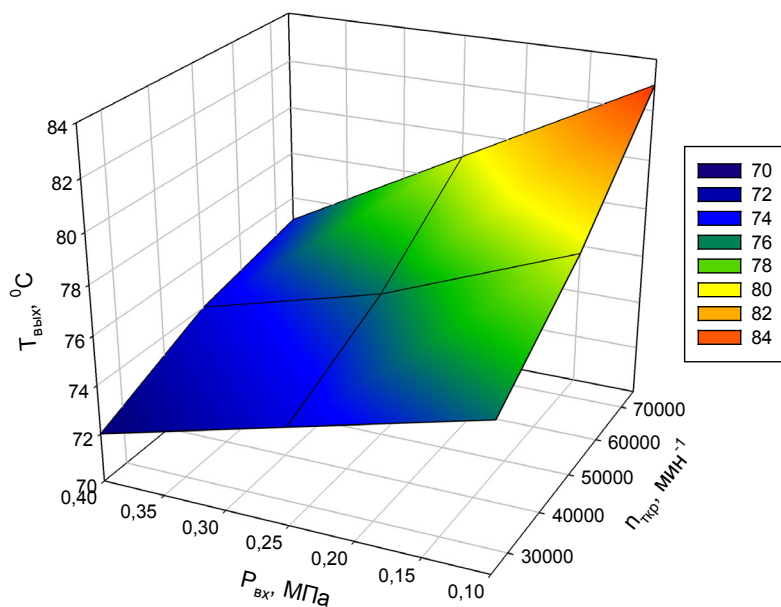


Рис. 10. Взаимосвязь  $T_{\text{вых}}$ , °C от величин  $P_{\text{вых}}$ , МПа и  $n_{\text{ткр}}$ ,  $\text{мин}^{-1}$  (при постоянном значении  $T_{\text{вх}} = 70 \text{ °C}$ )



### Анализ результатов

В заключительной части экспериментальных исследований были проведены эксперименты по исследованию  $T_{\text{вых}}, ^\circ\text{C}$  от величины  $P_{\text{вх}}, \text{МПа}$  и параметра  $n_{\text{ткр}}, \text{мин}^{-1}$  (при постоянных значениях параметров  $T_{\text{вх}} = 70 ^\circ\text{C}$  и  $T_{\text{вх}} = 90 ^\circ\text{C}$ ). На первом этапе поддерживалась постоянная температура  $T_{\text{вх}} = 70 ^\circ\text{C}$  и производился контроль  $T_{\text{вых}}, ^\circ\text{C}$  при варьировании параметров  $P_{\text{вх}}, \text{МПа}$  и  $n_{\text{ткр}}, \text{мин}^{-1}$  (рис. 10).

Графическая интерпретация взаимосвязи на рисунке 10 описывается уравнением регрессии полиномиального вида:

$$T_{\text{вых}}(n_{\text{ткр}}, P_{\text{вх}}) = 60,8 - 2,66 \cdot 10^{-5} \cdot n_{\text{ткр}} - 32,5 \cdot P_{\text{вх}} + 1,06 \cdot 10^{-9} \cdot n_{\text{ткр}}^2 + 29,6 \cdot P_{\text{вх}}^2. \quad (7)$$

Анализ многопараметрической взаимосвязи (см. рис. 10) показывает, что  $T_{\text{вых}}$  зависит в равной мере и от величины входного давления, и от параметра  $n_{\text{ткр}}$ . Тренд практически линейного уменьшения  $T_{\text{вых}}$  ( $n_{\text{ткр}} = 25\ 000 \text{ мин}^{-1}$ ) при увеличении входного давления с 0,1 до 0,4 МПа составил  $4 ^\circ\text{C}$  ( $76-72 ^\circ\text{C}$ ). В зоне высоких частот вращения ( $n_{\text{ткр}} = 75\ 000 \text{ мин}^{-1}$ ) разность составила  $83-75 ^\circ\text{C} = 8 ^\circ\text{C}$ . Тепловыделение в зоне высоких частот вращения ротора ТКР заметно увеличивается. Однако

и рост  $n_{\text{ткр}}$  (при  $P_{\text{вх}} = \text{const}$ ) вызывает увеличение  $T_{\text{вых}}, ^\circ\text{C}$ . Так, рост частоты вращения ротора ТКР с  $25\ 000$  до  $75\ 000 \text{ мин}^{-1}$  (величина входного давления  $0,1 \text{ МПа}$ ) приводит к увеличению температуры масла на сливе ТКР с  $76$  до  $83 ^\circ\text{C}$ . Т.е. прибавка составляет  $7 ^\circ\text{C}$ . В зоне же входного давления  $0,4 \text{ МПа}$  рост температуры масла на сливе ТКР составил  $3 ^\circ\text{C}$  (с  $72$  до  $75 ^\circ\text{C}$ ). 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.

На втором этапе проводился эксперимент при постоянном значении  $T_{\text{вх}} = 90 ^\circ\text{C}$ , при этом вариация входных параметров соответствовала варианту при  $T_{\text{вх}} = 70 ^\circ\text{C}$ . В результате обработки данных был построен многопараметрический график взаимосвязи  $T_{\text{вых}}, ^\circ\text{C}$  от варьируемых входных параметров  $P_{\text{вх}}$  и  $n_{\text{ткр}}$  (рис. 11).

Графическая интерпретация взаимосвязи на рисунке 11 описывается уравнением регрессии полиномиального вида:

$$T_{\text{вых}}(n_{\text{ткр}}, P_{\text{вх}}) = 103,37 - 0,0003 \cdot n_{\text{ткр}} - 9,6 \cdot P_{\text{вх}} + 5,33 \cdot 10^{-9} \cdot n_{\text{ткр}}^2 - 29,6 \cdot P_{\text{вх}}^2. \quad (8)$$

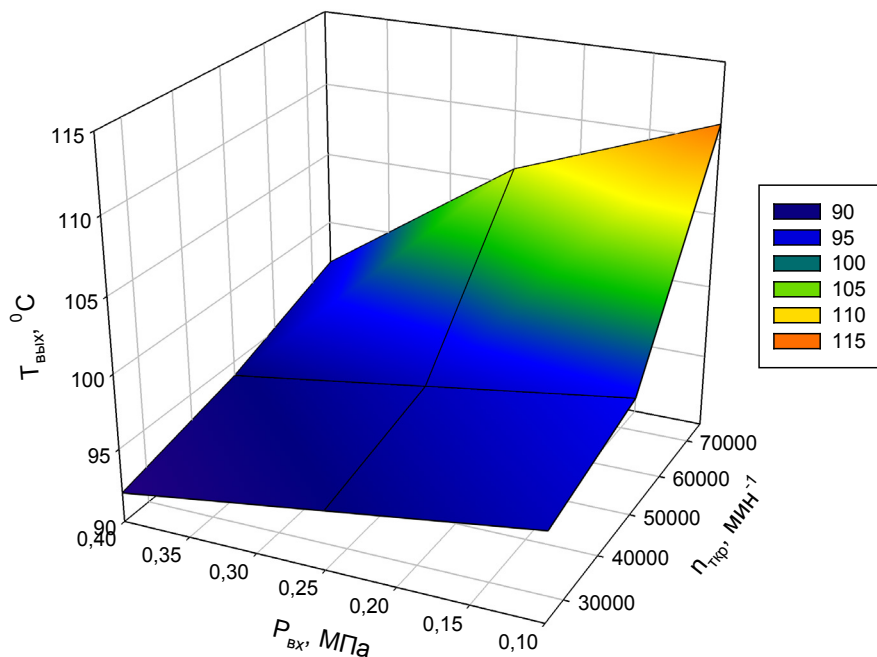


Рис. 11. Взаимосвязь  $T_{\text{вых}}, ^\circ\text{C}$  от величин  $P_{\text{вх}}, \text{МПа}$  и  $n, \text{мин}^{-1}$  (при постоянном значении  $T_{\text{вх}} = 90 ^\circ\text{C}$ )

Как видно из рисунка 11, температура масла на сливе ТКР зависит в равной мере и от величины входного давления, и от частоты вращения ротора ТКР. Так, снижение величины  $T_{\text{вых}}$  (при  $n_{\text{ТКР}} = 25\ 000\ \text{мин}^{-1}$ ) при увеличении входного давления с 0,1 до 0,4 МПа составило  $4\ ^\circ\text{C}$  ( $96\text{--}92\ ^\circ\text{C}$ ). В зоне высоких частот вращения ( $n = 75\ 000\ \text{мин}^{-1}$ ) разность составила  $111\text{--}97\ ^\circ\text{C} = 14\ ^\circ\text{C}$ . Тепловыделение в зоне высоких частот вращения ротора ТКР заметно увеличивается. Однако и рост  $n_{\text{ТКР}}$  при  $P_{\text{вх}} = \text{const}$  приводит к увеличению  $T_{\text{вых}}$ ,  $^\circ\text{C}$ . Так, рост частоты вращения ротора ТКР с 25 000 до 75 000  $\text{мин}^{-1}$  (величина входного давления 0,1 МПа) приводит к увеличению температуры масла на сливе ТКР с 96 до 111  $^\circ\text{C}$ . Т.е. прибавка составляет 15  $^\circ\text{C}$ . В зоне же входного давления 0,4 МПа рост температуры масла на сливе ТКР составил 5  $^\circ\text{C}$  (с 92 до 97  $^\circ\text{C}$ ). Объясняется меньший прирост температуры масла на сливе хорошей прокачиваемостью масла при высоком входном давлении 0,4 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.

### Выводы

Применяемая в сельском хозяйстве автотракторная техника на 90% оснащена турбокомпрессорами. Исследуемый в представленной статье турбокомпрессор широко используется на автомобилях, комбайнах и тракторах сельскохозяйственного назначения. Аналоги турбокомпрессора установлены на автомобили КамАЗ, Баргузин, комбайны «Дон». В современных условиях нехватки электронных компонентов возникает проблема обеспечения автомобилей при выполнении сельскохозяйственных перевозок более простыми системами и устройствами. Так, в системе смазки современных автомобилей вместо турботаймера и электронных устройств могут быть использованы гидроаккумуляторы с электроклапанами включения их в работу. Рассмотрение вопросов теории процесса смазки показывает, что для подпитки подшипников ТКР и КШМ могут быть выбраны пружинные ГАКБ, обладающие высокой надежностью и простотой устройства. ГАКБ могут работать в широких диапазонах давлений и температур, обеспечивая необходимую прокачиваемость масла

через подшипник ТКР на уровне 4–5 л/мин. В результате теоретических расчетов были получены необходимые рабочие объемы ГАКБ прокачивающего и питающего, составляющие 4,5 и 1,2 литра. Изготовлены необходимые для экспериментов ГАКБ и установлены в систему смазки. Объектом испытания являлась независимая система смазки ТКР чешской марки K27-145 с пусковым и рабочим гидроаккумуляторами. Экспериментальные исследования показали, что выбранные ГАКБ обеспечивают номинальное давление прокачки масла. В выбранном диапазоне рабочих давлений 0,1–0,599 МПа наблюдается практически неизменное его значение к концу 20-й секунды выбега вала ротора ТКР. Обеспечение давления на уровне 0,2–0,25 МПа при максимальной частоте вращения вала ротора ТКР 75 000  $\text{мин}^{-1}$  обеспечивает приемлемую температуру масла на уровне до 106  $^\circ\text{C}$ . Эксперимент показал, что при входной температуре масла на уровне 70  $^\circ\text{C}$  на выходе из подшипника она не поднимается выше 84  $^\circ\text{C}$ , при 90  $^\circ\text{C}$  – не выше 112  $^\circ\text{C}$ . Постоянная подпитка подшипника включенным в схему смазки рабочим гидроаккумулятором обеспечивает гарантированную прокачку масла через подшипник, исключая режимы граничного и сухого трения, а также перегрев подшипника. Разработанная система смазки с ГАКБ может быть использована на автотракторной сельскохозяйственной технике, работающей в сложных условиях.

### Список литературы

1. Плаксин, А. М. Результаты экспериментальных исследований времени выбега ротора турбокомпрессора ТКР-11 / А. М. Плаксин, А. В. Гриценко, А. Ю. Бурцев // Вестник Челябинской государственной агроинженерной академии. – 2014. – Т. 70. – С. 130–135.
2. Глемба, К. В. Диагностирование коренных и шатунных подшипников кривошипно-шатунного механизма / К. В. Глемба, А. В. Гриценко, О. Н. Ларин // Вестник ЮУрГУ. – Сер. : Машиностроение. – 2014. – Т. 14. – № 1. – С. 63–71.
3. Галиев, И. Г. Индивидуальная система смазки подшипникового узла турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания / И. Г. Галиев, А. Т. Кулаков, А. Р. Галимов // Ученые записки Крымского инженерно-педагогического университета. – 2020. – № 2 (68). – С. 252–258.



4. Математическая модель индивидуальной системы смазки подшипника турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания / И. Г. Галиев, К. А. Хафизов, Р. Р. Шайхутдинов, А. Р. Галимов // *Техника и оборудование для села.* – 2020. – № 4 (274). – С. 39–43.

5. Галиев, И. Г. Модернизация системы смазки подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного двигателя / И. Г. Галиев, К. А. Хафизов, Ф. Х. Халиуллин // *Вестник Казанского ГАУ.* – 2019. – Т. 14. – № 1 (52). – С. 71–76.

6. Оценка эффективности гидроаккумулятора для смазки турбокомпрессора / А. С. Денисов, А. А. Коркин, А. А. Гафиятуллин, А. Р. Асоян // *Вестник Саратовского государственного технического университета.* – 2010. – № 2 (45). – С. 63–68.

7. Носырев, Д. Я. Определение технического состояния турбокомпрессора и приводного центробежного нагнетателя / Д. Я. Носырев, А. А. Свечников, Ю. Ю. Становова // *Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения.* – 2010. – № 3. – С. 59–63.

8. Nelson, D. A. Development of a Non-contacting Mechanical Seal for High Performance Turbocharger Applications / D. A. Nelson // *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power.* – March 2019. – Vol. 141 (3). – P. 031008. – DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4041244>.

9. Chuepeng, Sathaporn. Lubricant thermoviscosity effects on turbocharger performance at low engine load / Sathaporn Chuepeng, Sumate Saipom // *Applied Thermal Engineering.* – July 2018. – Vol. 139. – Iss. 5. – P. 334–340. – DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.05.002>.

10. Taranenko, P. Dynamics analysis of flexible rotor supported by floating ring bearings / P. Taranenko, O. Sliva, E. Zadorozhnaya // *Mechanisms and Machine Science.* – 2015. – Vol. 9. – P. 1103–1113. – DOI 10.1007/978-3-319-06590-8\_90.

11. Орлов, Н. В. Анализ деформаций и теплонапряженности корпуса турбокомпрессора двигателей КАМАЗ-ЕВРО / Н. В. Орлов, А. С. Денисов, А. Р. Асоян // *Вестник Саратовского государственного технического университета.* – 2011. – № 3 (57). – №. 1. – С. 177–181.

12. Денисов, А. С. Анализ факторов, влияющих на работоспособность подшипникового узла турбокомпрессора / А. С. Денисов, А. А. Коркин, А. Р. Асоян // *Вестник Саратов-*

ского государственного технического университета. – 2010. – № 3 (46). – С. 53–57.

13. Определение и обеспечение работоспособности турбокомпрессора / А. Р. Галимов, И. Г. Галиев, К. А. Хафизов, Э. Р. Галимов // *Вестник НГИЭИ.* – 2021. – № 4 (119). – С. 42–50.

14. Исследование работы элементов турбокомпрессора двигателя внутреннего сгорания / В. А. Луцко, Р. Р. Хасанов, А. Х. Хайруллин, В. М. Гуреев // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение.* – 2017. – № 12 (693). – С. 20–29.

15. Задорожная, Е. А. Результаты расчета динамики ротора турбокомпрессора ТКР-8,5С / Е. А. Задорожная, Н. А. Хозенок, П. А. Тараненко // *Вестник ЮУрГУ. – Сер. : Машиностроение.* – 2006. – № 11 (66). – С. 69–77.

16. Пирогова, Н. С. Расчетно-экспериментальный анализ собственных и критических частот и форм высокооборотного ротора микрогазотурбинной установки / Н. С. Пирогова, П. А. Тараненко // *Вестник ЮУрГУ. – Сер. : Машиностроение.* – 2015. – Т. 15. – № 3. – С. 37–47.

17. Pirogova, N. S. Calculative and experimental analysis of natural and critical frequencies and mode shapes of high-speed rotor for micro gas turbine plant / N. S. Pirogova, P. A. Taranenko // *Procedia Engineering.* – 2015. – Vol. 129. – P. 997–1004. – DOI: 10.1016/j.proeng.2015.12.162.

18. Gritsenko, A. V. Studing Lubrication System of Turbocompressor Rotor with Integrated Electronic Control / A. V. Gritsenko, A. M. Plaksin, V. D. Shepelev // *International Conference on Industrial Engineering.* – Saint-Petersburg, 2017. – P. 611–616. – DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.525.

19. Способ обеспечения работоспособности турбокомпрессора дизелей применением автономного смазочно-тормозного устройства / А. М. Плаксин, А. В. Гриценко, А. Ю. Бурцев, К. В. Глемба // *Вестник КрасГАУ.* – 2015. – № 6 (105). – С. 89–94.

20. Ковриков, И. Т. Оценка эффективности средства тепловой подготовки автомобильного двигателя к холодному пуску / И. Т. Ковриков, Р. Ф. Калимуллин, А. В. Казаков // *Автомобильная промышленность.* – 2018. – № 1. – С. 28–30.

21. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей улучшением смазывания подшипникового узла / Г. Г. Гаффаров, Р. Ф. Калимуллин, С. Ю. Коваленко, А. Т. Кулаков // *Вестник ЮУрГУ. – Сер. : Машиностроение.* – 2015. – Т. 15. – № 3. – С. 18–27.

22. Калимуллин, Р. Ф. Концепция повышения долговечности автомобильных двигателей при эксплуатации / Р. Ф. Калимуллин // Вестник Оренбургского государственного университета. – 2015. – № 9 (184). – С. 144–152.

23. Экспериментальные исследования системы диагностирования турбонаддува авто-

тракторного двигателя Д-245-35 / А. П. Иншаков, А. Н. Кувшинов, И. И. Курбаков, О. Ф. Корнаухов // Тракторы и сельхозмашины. – 2014. – № 5. – С. 45–47.

---

**Гриценко Александр Владимирович**, д-р техн. наук, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (НИУ)»; профессор кафедры «Технический сервис машин, оборудования и безопасности жизнедеятельности», ФГБОУ ВО Южно-Уральский государственный аграрный университет.

E-mail: alexgrits13@mail.ru.

**Бурцев Александр Юрьевич**, канд. техн. наук, доцент кафедры специальных дисциплин, филиал Кузбасского государственного технического университета им. Т.Ф. Горбачева, г. Белово, РФ.

E-mail: burzeval2009@yandex.ru.

**Патов Артем Германович**, аспирант, кафедра «Эксплуатация машинно-тракторного парка, и технология и механизация животноводства», ФГБОУ ВО Южно-Уральский государственный аграрный университет.

E-mail: patov98@mail.ru.

**Лукомский Константин Иванович**, канд. техн. наук, доцент 4-й кафедры общетехнических дисциплин, Федеральное государственное казенное военное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Военный учебно-научный центр Военно-воздушных сил «Военно-воздушная академия имени профессора Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина» Министерства обороны Российской Федерации, филиал в г. Челябинске, РФ.

E-mail: klukomsky@mail.ru.

\* \* \*