

## ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ УЛУЧШЕНИЕМ СМАЗЫВАНИЯ ПОДШИПНИКОВОГО УЗЛА

Г.Г. Гаффаров<sup>1</sup>, Р.Ф. Калимуллин<sup>2</sup>, С.Ю. Коваленко<sup>2</sup>, А.Т. Кулаков<sup>3</sup>

<sup>1</sup>ОАО «КАМАЗ-Дизель», г. Набережные Челны,

<sup>2</sup>Оренбургский государственный университет, г. Оренбург

<sup>3</sup>Казанский федеральный университет, г. Казань

Представлены результаты исследования, направленные на повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных дизельных двигателей. Анализ отказов турбокомпрессоров ТКР7Н-1, их невысокого ресурса, конструктивных особенностей турбокомпрессора, а также теоретическое рассмотрение протекания рабочих процессов в его подшипниковом узле позволили сделать вывод о недостаточной эффективности организации смазывания подшипникового узла, приводящего к торможению вращения вала ротора за счет образования замкнутой полости внутри подшипникового узла, а низкий расход масла через турбокомпрессор ведет к перегреву корпуса, его термической деформации и последующему заклиниванию вала ротора, а также ускоренному старению и угару моторного масла. Предложенное в работе конструкторское решение, реализованное в виде ремонтного комплекта и разработанной технологии ремонта турбокомпрессоров ТКР7Н-1, позволило значительно улучшить условия смазки подшипникового узла, что привело к снижению гидравлического сопротивления вращению вала ротора и увеличило его частоту вращения на  $12\ 700\ \text{мин}^{-1}$ . Вследствие повышения частоты вращения вала давление наддува увеличилось на  $0,014\ \text{МПа}$ , что улучшило технико-эксплуатационные показатели двигателя. Увеличение расхода масла через турбокомпрессор привело к снижению температуры корпуса турбокомпрессора до  $32\ \%$ , а температуры масла от  $10,3$  до  $12\ \%$  в зависимости от температурного режима работы. Предложенное решение позволило снизить долю отказов турбокомпрессоров в эксплуатации на  $35\ \%$  за счет снижения тепловой напряженности корпуса, что исключило возникновение такого отказа, как заклинивание вала ротора и исключило перегрев масла, что привело к повышению надежности работы турбокомпрессора.

*Ключевые слова:* подшипник, турбокомпрессор, смазывание, автотракторный двигатель.

Тенденция современного автомобилестроения направлена на постоянное повышение эффективности эксплуатации автомобильного транспорта, в частности – повышение мощностных характеристик двигателей при снижении потребления топлива и выбросов вредных веществ с отработавшими газами [1, 2]. Одним из конструктивных решений, позволяющих достичь значительных улучшений по данным параметрам, является использование турбокомпрессоров (ТКР). Несмотря на то, что проблемам надежности турбокомпрессоров, условиям их работы посвящено значительное количество работ [3–10], сложность конструкции, невысокое качество изготовления и применяемых эксплуатационных материалов, неправильная эксплуатация приводят к преждевременным отказам и выходу из строя ТКР, что значительно ухудшает впоследствии технико-эксплуатационные качества двигателя – значительно снижается мощность и увеличиваются расход топлива и выбросы вредных веществ с отработавшими газами.

Из опыта эксплуатации автомобилей КАМАЗ установлено, что на долю турбокомпрессоров ТКР7Н-1 приходится более  $25\ \%$  отказов, и они являются одними из самых ненадежных узлов дизелей КАМАЗ 740.11-240. В структуре всех отказов ТКР 7Н-1  $80\ \dots\ 85\ \%$  всех отказов составляет торможение и заклинивание вала ротора вследствие перегрева корпуса ТКР, признаками которого при работе является течь масла со стороны турбины. Наряду с этим происходит сильный перегрев масла, быстрое его старение и образование отложений на деталях турбокомпрессора. Вместе с тем, существующие методы поддержания работоспособности ТКР в эксплуатации сводятся лишь к ограничению режимов работы двигателя с повышенной температурой выхлопных

газов, недопущению остановки двигателя без предварительного охлаждения ТКР работой на холостом ходу и недопущению холодных запусков двигателя без подогрева. Проведившиеся ранее в производстве улучшения ТКР не привели к снижению отказов в эксплуатации.

Изучение процессов подачи масла в подшипниковый узел (рис. 1, а), а также наблюдения в эксплуатации по низкому наддуву, непродолжительному выбегу ротора, недостаточной приемистости ТКР и быстрому старению масла позволили предложить следующий механизм, объясняющий ухудшение смазочного процесса в ТКР [11, 12]. Масло для смазывания и охлаждения ТКР не может пройти в необходимом количестве через полость, образованную между опорными поясками моноштулки. Этому препятствуют малые проходные сечения, а также действие центробежных сил на масло со стороны вала ротора, вращающегося с частотой до  $90\,000\text{ мин}^{-1}$ . Это является причиной перегрева корпуса ТКР, масла и снижения выходных параметров ТКР (низкое избыточное давление  $0,06\text{ МПа}$  при высокой температуре газов перед турбиной  $680\dots 700\text{ }^\circ\text{C}$ ), торможения и потери мощности на валу ротора. Рассмотрение процессов с этой точки зрения является новым подходом в исследованиях отказов ТКР.

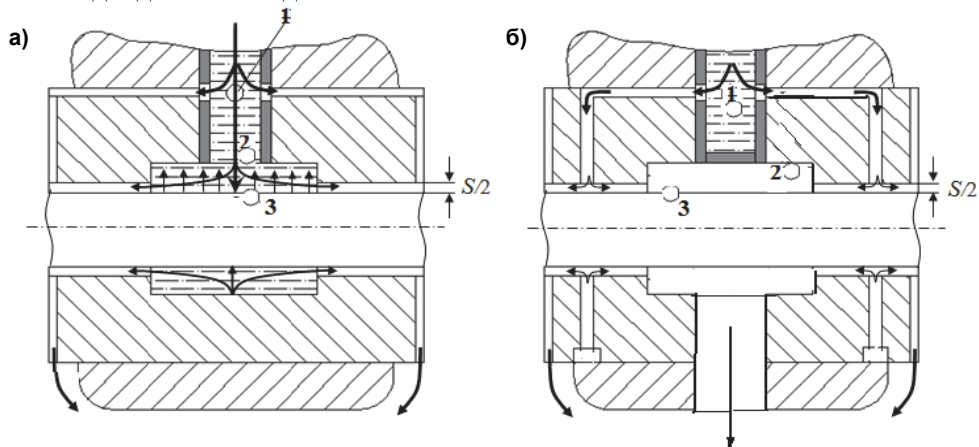


Рис. 1. Схема подшипникового узла: а – серийного; б – предлагаемого

При существующей схеме подвода масла в подшипниковый узел масло от системы смазки двигателя подается под давлением  $P_m = 0,4\text{ МПа}$  в гидравлическую систему, состоящую из трех объемов (рис. 2, позиции 1, 2, 3).

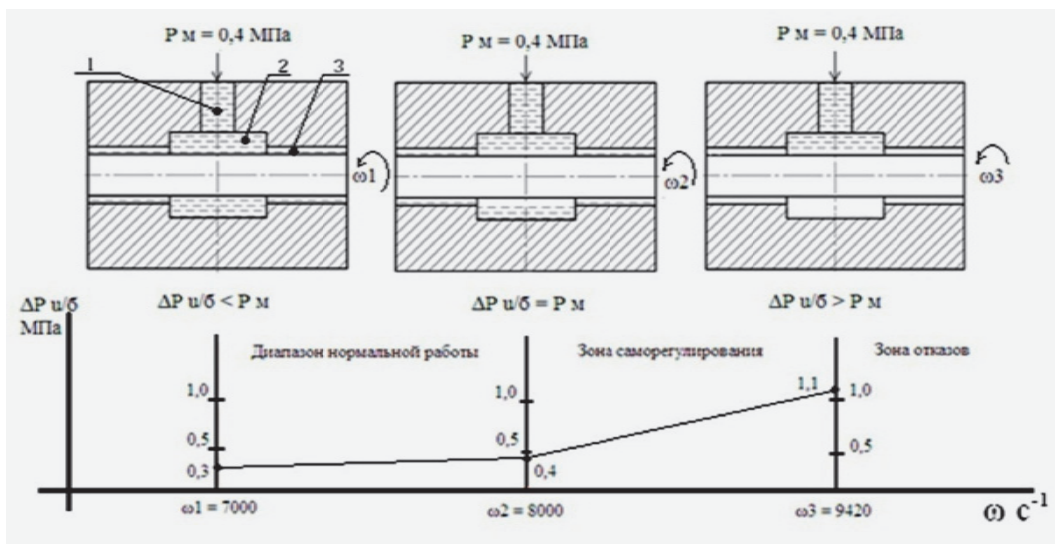


Рис. 2. Модель взаимодействия масла и вращающегося вала в подшипниковом узле ТКР при возрастании угловой скорости вала

Переход из одного положения микрообъема масла в другой определяется уравнением Бернулли. В точке 1 энергия микрообъема масла определяется давлением внешней системы  $P_m = 0,4\text{ МПа}$ .

## Расчет и конструирование

Переход в замкнутую полость 2 определяется добавлением кинетической энергии от вращения масла вслед за валом с окружной скоростью. Нахождение масла на поверхности вала в точке 3 и прохождение масла в зазоры определяется достаточностью энергии для удержания частиц масла в поверхностном слое. Условием этого является вращение слоя масла с той же окружной скоростью, что и поверхность вала, и, следовательно, превышение внешнего давления над центробежными силами  $P_m \geq P_{ц}/б$ . Расчеты показывают, что до  $\omega = 8000$  рад/с ( $n = 84\,000$  мин<sup>-1</sup>) внешнее давление превышает давление от центробежных сил, а при  $\omega \geq 8000$  рад/с они сравниваются. При этом происходит отрыв масла от поверхности вала с образованием области пустот, разрывов и кавитации (позиция 2 на рис. 2). При больших угловых скоростях, в том числе при расчетных  $\omega = 9420$  рад/с, проход смазки в зазор проблематичен, и возможно граничное или сухое трение в радиальных и торцевых подшипниках. Это область неустойчивой смазки и отказов подшипникового узла. Вероятно, что область превышения угловой скорости более  $\omega \geq 8000$  рад/с является недопустимой и недостижимой при данной конструкции потому, что вступают в работу увеличивающиеся силы трения в подшипниках, которые замедляют скорость вращения ротора. То есть существует зона саморегулирования  $8000 \leq \omega \leq 9420$  рад/с, граничащая с зоной отказов. Таким образом, подшипниковый узел работает на границе отрыва потока и не может развить большую частоту вращения, поскольку создаваемые окружные скорости в поверхностном слое создаются за счет отбора энергии от вала ротора путем его торможения.

В эксплуатации вследствие снижения давления в системе смазки критическая частота вращения ротора будет снижаться. В разработанной модели обосновываются потери мощности на гидроторможение ротора, обусловленные гидродинамическими процессами в потоке масла, их влияние на отказы ТКР в эксплуатации, необходимость усовершенствования подшипникового узла. Обобщенное уравнение баланса мощности, передаваемой компрессору:

$$N_e = N_T - N_{TP}, \quad (1)$$

где  $N_e$  – мощность, получаемая компрессором;  $N_T$  – мощность, отдаваемая турбиной;  $N_{TP}$  – мощность трения на участке подшипникового узла:

$$N_{TP} = N_Q + N_{ГТ}, \quad (2)$$

где  $N_Q$  – потери мощности трения в зазорах подшипника;  $N_{ГТ}$  – потери мощности на гидродинамическое торможение, в которые входят следующие составляющие:

$$N_{ГТ} = N_{кз} + N_{Т1} + N_{Т2} + N_M. \quad (3)$$

В выражении (3) учтены составляющие сопутствующих потерь мощности, которые определяют работоспособность подшипникового узла и параметры ТКР.

Необходимая энергия объема масла  $N_{кз}$  для удержания на поверхности вала и прохода через зазоры – это кинетическая энергия, приобретаемая потоком жидкости от вращающегося ротора.

Составим уравнение Бернулли для объемов 1 и 3 (см. рис. 2). Давление масла  $P_m$  в объеме 1 равно давлению в главной масляной магистрали двигателя, для объема 3 на поверхности вала

важно соотношение давлений внешнего и от действия центробежных сил:  $P_m - \frac{\gamma}{2g} r^2 \omega^2$ .

Для того чтобы при рабочей частоте вращения ротора масло проникало в зазоры, необходимо, чтобы оно приобрело энергию и вращалось вместе с валом в прилегающем слое. Мощность, приобретаемая потоком, отнимается от вала ротора и является мощностью гидроторможения. Ее значение определяется по формуле  $N_{кз} = 0,5\rho Q\omega^2 R_1^2$  и составляет  $N_{кз} = 37$  кВт, где  $\rho$  – плотность масла,  $Q$  – расход,  $\omega$  – угловая скорость,  $R_1$  – радиус вала.

Значительная часть энергии  $N_{Т1}$  диссипируется в тепло в радиальном зазоре между валом ротора и статором в замкнутой полости. Мощность, расходуемая на преодоление трения в полости, определяется через элементарную силу трения на выделенной площадке контакта вала с объемом смазочного материала и элементарный момент трения:

$$dF_{TP} = \mu \frac{dV}{dh} dS = \mu \frac{dV}{dh} r d\alpha dp,$$

где  $\frac{dV}{dh} = \frac{V_1 - V_2}{r_1 - r_2}$ ;  $dM_{TP} = r dF_{TP} = r\mu \frac{dV}{dh} r d\alpha dp$ ;

откуда:

$$M_{\text{ТР}} = \int_0^l \left( \int_0^l r^2 \mu \frac{V_1 - V_2}{r_1 - r_2} d\rho \right) d\alpha = \int_0^l \left( r^2 \mu \frac{V_1 - V_2}{r_1 - r_2} \rho \right) d\alpha = 2\pi l r^2 \mu \frac{V_1 - V_2}{r_1 - r_2}, \quad (4)$$

где  $\mu$  – динамическая вязкость масла;  $l$  – длина участка вала с полостью гидротормоза;  $V_1 - V_2$  – разность скоростей вала и втулки;  $r_1 - r_2 = h$  – разность радиусов вала и втулки.

При  $V_2 = 0$ ,  $dV = V_1 = V$ , тогда  $M_{\text{ТР}} = 2\pi l r^2 \mu \frac{V}{h}$ .

Мощность гидравлических потерь в полости гидротормоза определяется как:

$$N_{\text{Т1}} = M_{\text{ТР}} \omega = M_{\text{ТР}} \frac{V}{r} = 2\pi l r \mu \frac{V^2}{h} = 2\pi^3 l r^3 \mu \frac{n^2}{900 \cdot h} = \frac{\pi^3 l r^3}{450 h} \mu n^2; \quad (5)$$

и при  $r = 5,5$  мм,  $h = 2$  мм составляет  $N_{\text{Т1}} = 11$  Вт.

При больших скоростях вращения зависимость сил вязкого трения от градиента скоростей возрастает нелинейно. В этом случае  $a = 1 \dots 3$ , потери гидроторможения, создаваемые потоком масла в замкнутой полости, возрастают в десятки раз, и выражение (5) приобретает вид:

$$N_{\text{Т1}} = \frac{\pi^3 l r^3}{450 h} \mu \cdot n^{a+1}. \quad (6)$$

На основе анализа смазочного процесса в ТКР предложена и разработана схема подшипникового узла (рис. 1, б), в котором исключена замкнутая полость в подшипниковом узле и изменена схема подвода масла к парам трения, позволяющая беспрепятственно проходить маслу через подшипниковый узел и исключить гидроторможение вала ротора [13–15]. К тому же, за счёт увеличенного расхода масла через подшипниковый узел должно улучшиться охлаждение корпуса ТКР, что позволит исключить его перегрев и термические деформации корпуса, ведущие к заклиниванию вала ротора.

Для экспериментальной проверки работоспособности предложенной схемы смазывания подшипникового узла были проведены экспериментальные исследования, которые включали в себя стендовые испытания ТКР, стендовые и эксплуатационные испытания двигателей КАМАЗ. Стендовые испытания ТКР проводили в цехе испытания турбокомпрессоров Завода двигателей ОАО «КАМАЗ», что позволило оценить деформацию корпуса подшипника, температуры масла и деталей ТКР на оригинальном стенде, структурная схема которого представлена на рис. 3 [16].

Температуру деталей и масла при проведении стендовых испытаний определяли с помощью термодатчиков, установленных в ТКР (рис. 3, б).

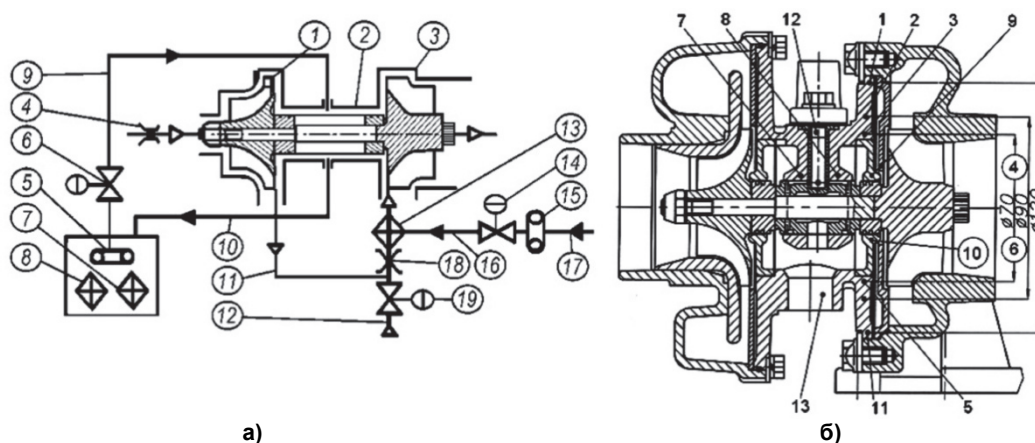


Рис. 3. Структурная схема стенда для испытания ТКР (а) и схема установки термодатчиков (б) (1–13 места установки термодатчиков): 1 – компрессорная ступень, 2 – подшипниковый узел, 3 – турбинная ступень, 4 – мерный коллектор входа, 5 – насос масляной ступени, 6 – механизм регулирования давления подачи масла, 7 – теплообменник, 8 – нагнетатель масла, 9 – магистраль подачи масла, 10 – магистраль слива масла, 11 – газоздушная магистраль, 12 – магистраль сжатого воздуха, 13 – камера сгорания, 14 – топливный насос высокого давления, 15 – механизм регулирования подачи топлива, 16 – магистраль высокого давления, 17 – магистраль подачи топлива, 18 – эжектор, 19 – механизм регулирования подачи сжатого воздуха

## Расчет и конструирование

Стендовые испытания двигателей КАМАЗ проводились на штатных испытательных стендах лаборатории испытания Завода двигателей ОАО «КАМАЗ» по разработанным методикам и плану эксперимента на режимах снятия внешней скоростной характеристики в соответствии с ГОСТ 14846. При проведении испытаний оценивали влияние предложенной схемы смазывания подшипникового узла турбокомпрессора на мощностные и экономические показатели работы двигателя.

Для оценки надежности в реальных условиях наблюдались автомобили с серийными и с усовершенствованными подшипниковыми узлами, эксплуатирующиеся в рядовых автотранспортных предприятиях на территориях Башкортостана, Татарстана, Самарской и Саратовской областей. Эти исследования позволили получить информацию о наработке ТКР до отказа, а также о доле отказов, простоев в ремонте и затратах на запасные части и трудовых затратах.

После проведения экспериментальных исследований был проведен анализ полученных результатов. Первым этапом исследований являлось определение теплонапряженности корпуса с серийным и усовершенствованным подшипниковыми узлами в точках согласно схеме установки термодатчиков (рис. 4, таблица), а также расход и температуру масла на входе и выходе из ТКР (рис. 5).

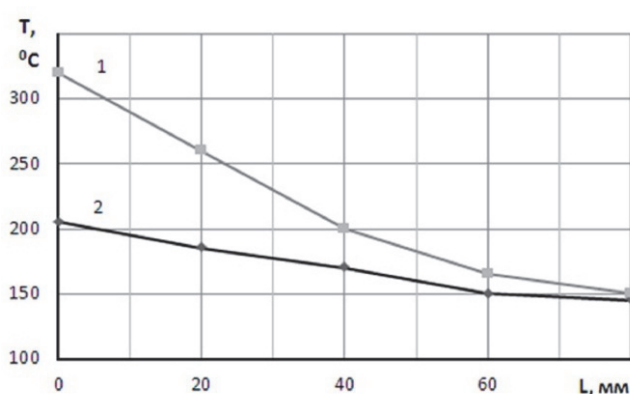


Рис. 4. Распределение температур корпуса подшипника ТКР при  $T_T = 680$  °C по расстоянию ( $L$ ), измеряемому в направлении от датчика 1 до датчиков 2, 3, 7, 8, 9, при вариантах комплектации: 1 – серийная; 2 – с усовершенствованным подшипниковым узлом

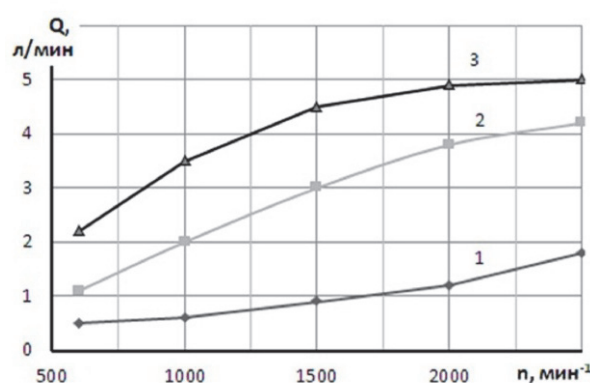


Рис. 5. Зависимость фактического расхода масла через ТКР от частоты вращения коленчатого вала: 1 – серийный; 2 – с усовершенствованным подшипниковым узлом; 3 – импортный аналог ТКР «Швитцер»

### Результаты сравнения теплонапряженности турбокомпрессора с серийным и усовершенствованным подшипниковыми узлами

Температура корпуса $t_i$ , °C	$T_{Т1}$ , °C								
	600			650			680		
	серийн.	усов.	$\Delta$ , %	серийн.	усов.	$\Delta$ , %	серийн.	усов.	$\Delta$ , %
t1	294	214,6	27	308	227,7	26,1	321	237,3	26,1
t2	262	193,1	26,3	274	204,4	25,4	285	212,6	25,4
t3	228	170,6	25,2	237	180,6	23,8	245	187,3	23,6
t4	251	177,3	29,4	260	187,6	27,8	270	194,5	28,0
t5	240	170,6	28,9	247	180,7	26,8	255	187,8	26,4
t6	233	177,6	23,8	243	188,2	22,6	251	194,7	22,4
t7	145	126,9	12,5	148	131	11,5	151	133,2	11,8
t8	148	126,9	14,3	150	131,5	12,3	153	133,8	12,5
t9	181	163,5	9,7	186	173	7,0	189	179,7	4,9
t10	190	163,1	14,2	196	174,5	11,0	199	179,2	9,9
t11	301	205	31,9	311	217	30,2	323	226,7	29,8
t12	112	108,2	3,4	111	109,4	1,4	113	110,8	1,9
t13	144	126,4	12,2	147	131,8	10,3	149	133,2	10,6



В таблице:  $T_{Т1}$  – температура газа со стороны турбины, °С;  $t_1$  и  $t_{11}$  – температуры на фланце корпуса подшипников на  $\varnothing 120$  мм, °С;  $t_2$  – температура на фланце корпуса подшипников на  $\varnothing 90$  мм, °С;  $t_3, t_4, t_5, t_6$  – температуры на фланце корпуса подшипников на  $\varnothing 70$  мм, °С;  $t_7, t_8$  – температуры на бобышке (держателе) подшипника корпуса подшипников на  $\varnothing 32$  мм, °С;  $t_9, t_{10}$  – температуры на крышке корпуса подшипников на  $\varnothing 32$  мм, °С;  $t_{12}$  – температура масла на входе в подшипниковый узел турбокомпрессора, °С;  $t_{13}$  – температура масла на выходе из корпуса подшипников, °С;  $\Delta$  – изменение температуры, %.

Анализ полученных результатов показал снижение температуры корпуса ТКР от 4,9 до 31,9 % в различных точках, а температура масла снизилась от 1,4 до 3,4 % на входе в ТКР и от 10,3 до 12,2 % на выходе из него в зависимости от температурного режима работы, что говорит о несомненной эффективности предложенной схемы смазывания подшипникового узла с точки зрения снижения теплонапряженности ТКР, и, как следствие, снижении температурных деформаций корпуса. При использовании серийного подшипникового узла температура масла на выходе из ТКР поднималась выше критической – 150 °С.

При стендовых испытаниях ТКР на испытательном стенде также были определены основные рабочие параметры ТКР с серийным и усовершенствованным подшипниковым узлом, в результате чего было установлено, что применение усовершенствованного подшипникового узла позволило увеличить расход моторного масла через ТКР с 1 до 4 л/мин, давление наддувочного воздуха с 0,07 до 0,09 МПа, частоту вращения ротора с 84 100 до 96 800 мин<sup>-1</sup>.

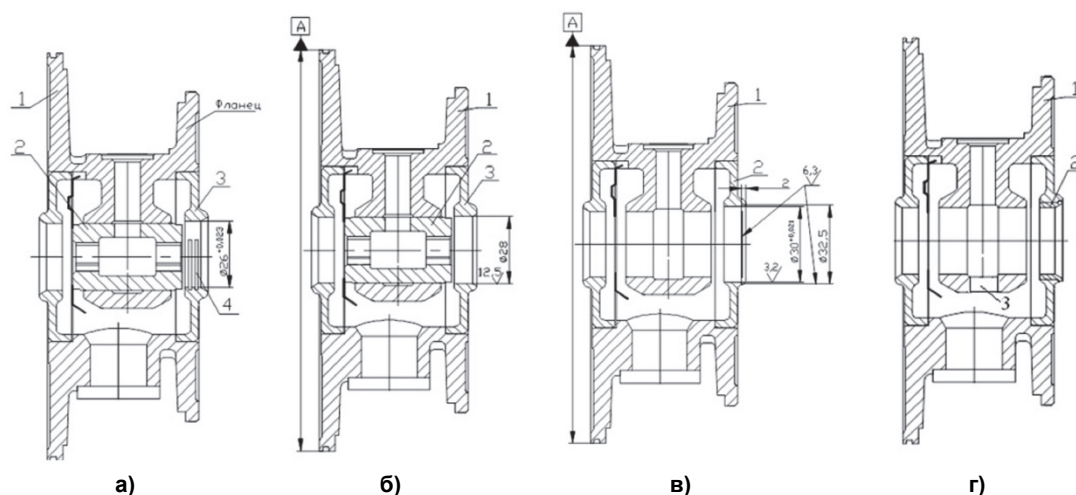
Сравнительные стендовые испытания двигателя КАМАЗ 740.11–240 в вариантах, укомплектованных серийными ТКР и с усовершенствованным подшипниковым узлом, на режимах внешней скоростной характеристики показали, что на номинальном режиме при одинаковой мощности ( $\pm 1,25$  %) максимальный крутящий момент увеличился на 18 Н·м (2,12 %), давление наддува – на 0,014 МПа (20,6 %). Минимальный эффективный расход топлива снизился на 4 г/л.с.·ч (2,5 %), что свидетельствует о высокой эффективности усовершенствованного подшипникового узла ТКР 7Н-1 для снижения теплонапряженности корпуса, увеличения срока службы моторного масла, повышения технико-эксплуатационных показателей работы двигателя.

Результатом проведенных исследований являлось практическое использование результатов исследований, направленное на повышение эффективности эксплуатации автомобилей с двигателями, укомплектованными ТКР 7Н-1, путем восстановления турбокомпрессоров с применением усовершенствованного подшипникового узла в эксплуатации [17, 18]. Для оценки ремонтпригодности и выбора метода ремонта проводился анализ ТКР с заклиниванием ротора и течами масла из ТКР, поступавших из эксплуатации. При обследовании и микрометрировании по разработанным методикам выявлены характерные деформации корпуса подшипников величиной до 0,2...0,4 мм по разным поверхностям, в качестве исходных данных для выбора технологии ремонта и оценки ремонтпригодности.

Для эксплуатирующих предприятий предложена технология ремонта ТКР с использованием ремонтного комплекта на основе предложенного усовершенствованного подшипникового узла, состоящего из подшипника, фиксатора, колец, кольцедержателя и теплоизолирующего экрана (рис. 6). Ремонт производится обезличенным способом, с ремонтом корпуса подшипника (рис. 7), маслоотражателя, заменой подшипника и фиксатора, ремонтом ротора, допуская раскомплектовывание ротора и колеса компрессора.



Рис. 6. Элементы предложенного ремонтного комплекта: моноштулка, фиксатор, кольцедержатель, втулка, кольца, теплоизолирующий экран



**Рис. 7. Технологические операции по ремонту корпуса подшипников: а – корпус подшипника со смещением и деформации поверхности 4 от уплотнительных колец; б – черновая расточка в размер 28 мм для разборки; в – чистовая расточка в размер 30 мм под втулку; г – запрессовка втулки 2 и сверление отверстия 3**

На основе предложенной технологии ремонта разработано руководство по ремонту ТКР 7Н-1, которое внедрено на Заводе двигателей ОАО «КАМАЗ», ЗАО «Ремдизель» и ряде сервисных и эксплуатирующих предприятий. Эксплуатационные испытания и наблюдения за подконтрольной партией автомобилей с отремонтированными ТКР7Н-1 с усовершенствованным подшипниковым узлом показали их удовлетворительную работу до пробегов не ниже 170 тыс. км. Доля отказов по ним в эксплуатации снизилась в среднем на 35,4 %. Внедрение в эксплуатирующих предприятиях технологии ремонта ТКР 7Н-1 с использованием разработанного ремонтного комплекта позволило снизить себестоимость перевозок, увеличить доход от снижения простоев и получить годовой экономический эффект 1964 рубля на один автомобиль КАМАЗ [19].

Анализ полученных результатов экспериментальных исследований, представленных выше, позволил сделать следующие выводы:

1. Применение предложенной схемы смазывания подшипникового узла увеличивает расход масла через него с 1 до 4 л/мин на всех режимах работы двигателя за счет отсутствия замкнутой полости в подшипнике, вызывающей гидроторможение вала ротора.

2. Увеличение расхода масла повлекло снижение температуры корпуса ТКР от 4,9 до 31,9 % в различных точках, а температуры масла от 1,4 до 3,4 % на входе в ТКР и от 10,3 до 12,2 % (до 30 °С) на выходе из него в зависимости от температурного режима работы (при использовании серийного подшипникового узла температура масла на выходе из ТКР поднималась выше критической – 150 °С).

3. Снижение гидроторможения вала ротора за счет улучшения условий смазки подшипника повысило давление наддува на 0,014 МПа и частоту вращения ротора на 12 700 мин<sup>-1</sup>.

4. Вследствие улучшения работы ТКР при испытаниях двигателя на режимах внешней скоростной характеристики при одинаковой мощности ( $\pm 1,25$  %) максимальный крутящий момент увеличился на 18 Н·м (2,12 %), минимальный эффективный расход топлива снизился на 4 г/л.с.·ч (2,5 %).

Таким образом, результаты экспериментальных исследований свидетельствуют о высокой эффективности предложенной схемы смазывания подшипникового узла ТКР7Н-1, позволяющей снизить теплонапряженность корпуса, увеличить срок службы моторного масла, тем самым снизить долю отказов ТКР в эксплуатации и повысить технико-эксплуатационные показатели работы двигателя. Практическую ценность проведенных исследований представляет возможность восстановления турбокомпрессоров модели ТКР 7Н-1 по разработанному руководству и технологии на автотранспортных предприятиях путем применения усовершенствованного подшипникового узла, позволяющего улучшить технико-эксплуатационные показатели автомобильных дизелей при эксплуатации, повысить ресурс ТКР и моторного масла дизеля.

Исследование выполнено при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках базовой части государственного задания на проведение научно-исследовательской работы «Методология обеспечения качества эксплуатации автомобильного транспорта» (№ 1829 от 01.02.2014 г.).

### Литература

1. *Strategies for emission control in diesel engine to meet Euro VI* / L. Lázaro, F. Squaiella, C. Aparecida Martins, T. Pedro // *Fuel*. – February 2013. – Vol. 104. – P. 183–193.
2. *Trends of NO-, NO<sub>2</sub>-, and NH<sub>3</sub>-emissions from gasoline-fueled Euro-3- to Euro-4-passenger cars* / N.V. Heeb, C.J. Saxer, A.-M. Forss, S. Brühlmann // *Atmospheric environment*. – March 2008. – Vol. 42, Iss. 10. – P. 2543–2554.
3. *Gadyaka, V. Phenomena of stability loss of rotor rotation at tilting pad bearings* / V. Gadyaka, D. Leikykh, V. Simonovskiy // *Procedia engineering*. – 2012. – Vol. 39. – P. 244–253
4. *Theoretical and experimental study of mechanical losses in automotive turbochargers* / J.R. Ser-rano, P. Olmeda, A. Tiseira et al. // *Energy*. – 15 June 2013. – Vol. 55. – P. 888–898.
5. *Forsthoffer, B. Turbocompressor performance condition monitoring* / B. Forsthoffer, I.F. Santos // *Forsthoffer's rotating equipment handbooks*. – 2005. – Vol. 3. – P. 279–287.
6. *Estupinan, E.A. Active lubrication strategies applied to dynamically loaded fluid film bearings* / E.A. Estupinan, I. Santos // *Proceedings of the World Tribology Conference*. – Orland (FL), USA, 2009. – P. 46.
7. *Harnoy, A. Bearing design in machinery: engineering tribology and lubrication* / A. Harnoy. – New York: Marcel Dekker, 2003. – 440 p.
8. *On the influence of lubricant on dynamics of two-dimensional journal bearings* / X.K. Li, D.Rh. Gwynllyw, A.R. Davies, T.N. Phillips // *J. Non-Newtonian Fluid Mech.* – 2000. – Vol. 93. – P. 29–59.
9. *Lund, J.W. An aproximate analysis of temperature conditions in a Journal Bearings. Part I: Teory* / J.W. Lund, P.K. Hansen // *Journal of Tribology*. – 1984. – Vol. 106, iss. 2. – P. 228–236. DOI: 10/1115/1.3260890
10. *Lund, J.W. An aproximate analysis of temperature conditions in a Journal Bearings. Part II: Application* / J.W. Lund, P.K. Hansen // *Journal of Tribology*. – 1984. – Vol. 106, iss. 2. – P. 237–244. DOI: 10/1115/1.3260891
11. Гаффаров, А.Г. Организация системы смазки подшипникового узла турбокомпрессора ТКР 7Н-1 / А.Г. Гаффаров // Сб. материалов Межвуз. молодежной конф., посвящ. 25-летию КамПИ. – Набережные Челны: КамПИ, 2005. – С. 373–375.
12. Особенности системы смазки подшипникового узла турбокомпрессора ТКР 7Н-1 / А.С. Денисов, А.А. Гафиятуллин, Н.И. Светличный и др. // Сб. науч. тр. СГТУ. – Саратов: СГТУ, 2006. – С. 4–8.
13. Совершенствование подшипникового узла турбокомпрессора автотракторного двигателя / А.С. Денисов, А.Т. Кулаков, А.А. Макушин, А.Г. Гаффаров // *Вестник Оренбург. гос. ун-та*. – 2011. – № 10. – С. 238–241.
14. Модернизация подшипникового узла турбокомпрессора ТКР 7Н-1 / А.С. Денисов, А.А. Га-фиятуллин, Н.И. Светличный и др. // Сб. науч. тр. СГТУ. – Саратов: СГТУ, 2006. – С. 8–17.
15. Пат. 2500932 Российская Федерация, МПК F16C 17/18, F16C 33/10, F01D 25/16. Подшип-ник турбокомпрессора / Г.Г. Гаффаров, А.Т. Кулаков, А.Г. Гаффаров и др.; заявитель и патенто-обладатель Оренбург. гос. ун-т. – № 22012132149/11, заявл. 26.07.2012; опубл. 10.12.2013, Бюл. № 34.
16. Макушин, А.А. Тепловое состояние деталей турбокомпрессора дизельного двигателя / А.А. Макушин, А.Г. Гаффаров // *Ремонт, восстановление, модернизация*. – 2011. – № 2. – С. 35–40.
17. Гаффаров, А.Г. Ремонт турбокомпрессора ТКР7Н-1 с модернизацией подшипникового узла / А.Г. Гаффаров // Сб. науч. тр. «Перспективные направления развития автотранспортно-го комплекса». – Пенза: ПГУАС, 2011. – С. 79–86.
18. Кулаков, А.Т. Повышение ремонтпригодности турбокомпрессора путем усовершенст-вования подшипника / А.Т. Кулаков, А.А. Макушин, А.Г. Гаффаров // *Материалы Всерос. науч.-техн. конф. «Современная техника и технологии: проблемы, состояние, перспективы»*. – Руб-цовск: РИИ, 2011. – С. 377–383.
19. Денисов, А.С. Расчетная оценка эффективности усовершенствования подшипника турбо-



## Расчет и конструирование

---

компрессора / А.С. Денисов, А.Т. Кулаков, А.Г. Гаффаров // Сб. науч. тр. «Технологические и организационные проблемы сервиса машин и пути их решения». – Саратов: СГТУ, 2010. – С. 79–86.

**Гаффаров Гаптельхак Габдрахманович.** Начальник лаборатории испытания двигателей ОАО «КАМАЗ-Дизель», г. Набережные Челны, ham@kamaz.org.

**Калимуллин Руслан Флюрович.** Кандидат технических наук, доцент, Оренбургский государственный университет, доцент кафедры автомобильного транспорта, rkalimullin@mail.ru.

**Коваленко Сергей Юрьевич.** Кандидат технических наук, Оренбургский государственный университет, старший преподаватель кафедры автомобильного транспорта, kovalenko-osu@yandex.ru.

**Кулаков Александр Тихонович.** Доктор технических наук, профессор, Казанский федеральный университет, заведующий кафедрой эксплуатации автомобильного транспорта, altrak09@mail.ru.

*Поступила в редакцию 9 февраля 2015 г.*

---

## IMPROVING THE RELIABILITY OF AUTOMOTIVE ENGINES IMPROVE TURBOCHARGER BEARING ASSEMBLY LUBRICATION

*G.G. Gaffarov, JSC “KAMAZ-Diesel”, Naberezhnye Chelny, Russian Federation, ham@kamaz.org,*

*R.F. Kalimullin, Orenburg State University, Orenburg, Russian Federation, rkalimullin@mail.ru,*

*S.Y. Kovalenko, Orenburg State University, Orenburg, Russian Federation, kovalenko-osu@yandex.ru,*

*A.T. Kulakov, Kazan Federal University, Kazan, Russian Federation, altrak09@mail.ru*

In work the results of research directed on increase of reliability of turbocompressors of autotractor diesel engines are presented. The analysis of refusals of turbocompressors of ТКР7Н-1, their low resource, design features of a turbocompressor, and also theoretical consideration of course of working processes in its bearing knot allowed to draw a conclusion on insufficient efficiency of the organization of greasing of the bearing knot leading to braking of rotation of a shaft of a rotor due to formation of the closed cavity in bearing knot, and the low consumption of oil through a turbocompressor conducts to an overheat of the case, its thermal deformation and the subsequent jamming of a shaft of a rotor, and also the accelerated aging and waste of engine oil. The design solution proposed in work realized in the form of a repair kit and the developed technology of repair of turbocompressors of ТКР7Н-1, allowed to improve considerably conditions of greasing of bearing knot that led to decrease in hydraulic resistance to rotation of a shaft of a rotor and increased its frequency of rotation for  $12700 \text{ min}^{-1}$ . Owing to increase of frequency of rotation of a shaft pressure of pressurization increased by 0,014 MPas that improved technical and operational indicators of the engine. The increase in a consumption of oil through a turbocompressor led to decrease in temperature of the case of a turbocompressor to 32 %, and oil temperature from 10,3 to 12 % depending on temperature condition of work. The proposed solution allowed to lower a share of refusals of turbocompressors in operation by 35 % due to decrease in thermal intensity of the case that excluded emergence of such refusal as jamming of a shaft of a rotor and excluded an oil overheat that led to increase of reliability of work of a turbocompressor.

*Keywords: bearing, turbocharger, lubrication, automotive engines.*

### References

1. Lázaro L., Squaiella F., Aparecida Martins C., Pedro T. Strategies for Emission Control in Diesel Engine to Meet Euro V. *Fuel*, 2013, vol. 104, pp. 183–193.

2. Heeb N.V., Saxer C.J., Forss A.-M., Brühlmann S. Trends of NO-, NO<sub>2</sub>-, and NH<sub>3</sub>-Emissions from Gasoline-Fueled Euro-3- to Euro-4-Passenger Cars Atmospheric Environment, 2008, vol. 42, no. 10, pp. 2543–2554.

3. Gadyaka V., Leikykh D., Simonovskiy V. Phenomena of Stability Loss of Rotor Rotation at Tilting Pad Bearings. *Procedia Engineering*, 2012, vol. 39, pp. 244–253.
4. Serrano J.R., Olmeda P., Tiseira A., García-Cuevas L.M., Lefebvre A. Theoretical and Experimental Study of Mechanical Losses in Automotive Turbochargers. *Energy*, 2013, vol. 55, pp. 888–898.
5. Forsthoffer B., Santos I.F. Turbocompressor Performance Condition Monitoring. *Forsthoffer's Rotating Equipment Handbooks*, 2005, vol. 3, pp. 279–287.
6. Estupinan E.A., Santos I. Active Lubrication Strategies Applied to Dynamically Loaded Fluid Film Bearings. *Proceedings of the World Tribology Conference*. Orland (FL), USA, 2009, pp. 46.
7. Harnoy A. Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication. New York, Marcel Dekker, 2003. 440 p.
8. Li X.K., Gwynllyw D. Rh., Davies A.R., Phillips T.N. On the Influence of Lubricant on Dynamics of Two-Dimensional Journal Bearings. *J. Non-Newtonian Fluid Mech.*, 2000, vol. 93, pp. 29–59.
9. Lund J.W., Hansen P.K. An Aproximate Analysis of Temperature Conditions in a Journal Bearings. Part I: Teory. *Journal of Tribology*, 1984, vol. 106, iss. 2, pp. 228–236. DOI: 10/1115/1.3260890
10. Lund J.W., Hansen P.K. An Aproximate Analysis of Temperature Conditions in a Journal Bearings. Part II: Application. *Journal of Tribology*, 1984, vol. 106, iss. 2, pp. 237–244. DOI: 10/1115/1.3260891
11. Gaffarov A.G. [Organization of the Lubrication System of Bearing Knot of a Turbocompressor of TKR 7N-1]. *Proceedings of the Interuniversity Youth Conference Devoted to the 25 Anniversary of KAMPI*. Naberezhnye Chelny, KamPI Publ., 2005, pp. 373–375. (in Russ.)
12. Denisov A.S., Gafiyatullin A.A., Svetlichny N. I., Gaffarov G.G., Gaffarov A.G. [Features of the Lubrication System of Bearing Knot of a Turbocompressor of TKR 7N-1]. *Collection of scientific works of SGTU*. Saratov, SGTU Publ., 2006, pp. 4–8. (in Russ.)
13. Kulakov A.T., Denisov A.S., Makushin A.A., Gaffarov A.G. [Improvement of bearing knot of a turbocompressor avtotraktornogo engine]. *Vestnik of the Orenburg State University*, 2011, no. 10, pp. 238–241. (in Russ.)
14. Denisov A.S., Gafiyatullin A.A., Svetlichny N.I., Gaffarov G.G., Gaffarov A.G. [Modernization of Bearing Knot of a Turbocompressor of TKR 7N-1]. *Collection of Scientific Works of SGTU*. Saratov, SGTU Publ., 2006, pp. 8–17. (in Russ.)
15. Gaffarov G.G., Kulakov A.T., Gaffarov A.G., Kalimullin R.F., Kovalenko S.Yu. *Podshipnik turbokompressora* [Turbocompressor Bearing]. Patent RF, no. 22012132149/11, 2013.
16. Makushin A.A., Gaffarov A.G. [Thermal Condition of Details of a Turbocompressor of the Diesel Engine]. *Repair, restoration, modernization*, 2011, no. 2, pp. 35–40. (in Russ.)
17. Gaffarov A.G. [Repair of a Turbocompressor of TKP7H-1 with Modernization of Bearing Knot]. *Collection of scientific works "Perspective Directions of Development of a Motor Transportation Complex"*. Penza, PGUAS Publ., 2011, pp. 79–86. (in Russ.)
18. Gaffarov A.G., Kulakov A.T., Makushin A.A. [Increase of Maintainability of a Turbocompressor by Improvement of the Bearing]. *Materials of the All-Russian Scientific and Technical Conference "Modern Equipment and Technologies: Problems, State, Prospects"*. Rubtsovsk: RII Publ., 2011, pp. 377–383. (in Russ.)
19. Denisov A.S., Kulakov A.T., Gaffarov A.G. [Settlement Assessment of Efficiency of Improvement of the Bearing of a Turbocompressor]. *Collection of Scientific Works "Technological and Organizational Problems of Service of Cars and Way of Their Decision"*. Saratov, SGTU Publ., 2010, pp. 79–86. (in Russ.)

Received 9 February 2015

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ СТАТЬИ

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

#### REFERENCE TO ARTICLE

Gaffarov G.G., Kalimullin R.F., Kovalenko S.Y., Kulakov A.T. Improving the Reliability of Automotive Engines Improve Turbocharger Bearing Assembly Lubrication. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2015, vol. 15, no. 3, pp. 18–27. (in Russ.)