

Исследование влияния эксплуатационных факторов турбокомпрессора на работоспособность бензинового двигателя внутреннего сгорания

***МУРЗАХМЕТОВА Ульбала Аскарбековна**, к.т.н., профессор, u_murzakhmetova@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5429-023X>,
ТКАЧЕНКО Степан Степанович, магистрант, stepanchovy@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0007-1865-4407>,
КАНИБЕКОВА Мадина Әлқуатқызы, докторант, m.kanibekova1@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-2384-0398>,
ӘНІБЕКҚЫЗЫ Марфуға, докторант, marfuganibekkyzy@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0001-6352-1298>,
КАРДАСИНОВ Саят Мамырбаевич, к.т.н., ассоциированный профессор, polygrafy.m@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0001-6506-1117>,
Казахский автомобильно-дорожный институт им. Л.Б. Гончарова, Алматы, Казахстан,
*автор-корреспондент.

Аннотация. Исследуется влияние эксплуатационных факторов на долговечность турбокомпрессора бензинового двигателя внутреннего сгорания. Проведено исследование условий эксплуатации, которые в наибольшей степени определяют работоспособность и долговечность подшипникового узла турбокомпрессора. Особое внимание уделено таким параметрам, как частота вращения ротора в момент, предшествующий остановке двигателя, изменение зазоров в подшипниковом узле, а также падение давления масла после прекращения работы двигателя. Выявлены основные причины снижения долговечности узла, среди которых: нарушения режимов смазки, перегрев, термоциклическая усталость, износ, масляное голодание, а также применение топлива и смазочных материалов недостаточного качества. Установлено, что эти факторы существенно влияют на характеристики смазочного процесса, тепловое состояние и интенсивность изнашивания элементов турбокомпрессора, определяя тем самым его надежность и продолжительность службы. Выполнен расчёт влияния режимов эксплуатации на напряжённое состояние ротора, условия смазывания подшипникового узла. Показано, что совокупное воздействие неблагоприятных факторов может приводить к снижению ресурса более чем в 2,8 раза.

Ключевые слова: турбокомпрессор, двигатель внутреннего сгорания, смазывание, износ, термоциклическая усталость, долговечность, ротор.

Введение

Строительная, транспортная и производственная отрасли в значительной степени зависят от эффективности энергетических установок, обеспечивающих работу мобильной техники, технологического оборудования и транспортных средств. В современных условиях повышение мощности, экономичности и надёжности силовых агрегатов является одной из приоритетных задач машиностроения. Особое значение приобретает совершенствование двигателей внутреннего сгорания, которые продолжают широко применяться в автомобильной, строительной,

сельскохозяйственной и специальной технике.

Одним из наиболее эффективных способов повышения удельной мощности двигателей внутреннего сгорания является применение турбонаддува, позволяющего увеличить мощность на 40-50% без существенного изменения габаритов и массы двигателя. Однако повышение энергонапряжённости агрегатов сопровождается ростом требований к их надёжности [1, 2].

Однако практика показывает, что недостаточная надёжность турбокомпрессоров снижает эффективность работы двигателя

и увеличивает продолжительность простоев техники, что особенно критично при выполнении производственных операций. Результаты исследований свидетельствуют о том, что с увеличением объемов эксплуатации техники возрастает количество отказов агрегатов, что приводит к росту трудоемкости и продолжительности восстановительных работ. Поэтому исследования, направленные на повышение работоспособности систем и агрегатов тракторов и сельскохозяйственной техники, а также на анализ показателей надежности оборудования в зависимости от условий эксплуатации и интенсивности нагрузок, приобретают особую актуальность [3].

Интенсивная эксплуатация двигателей сопровождается ускоренным изнашиванием деталей, ухудшением технико-экономических показателей и снижением эффективной мощности. Наиболее неблагоприятное влияние оказывают режимы пуска дизельных двигателей, длительные и кратковременные перегрузки, а также периоды резкого ускорения и торможения [4, 5].

На практике к наиболее характерным причинам отказов турбокомпрессоров относятся нарушение герметичности уплотнений турбинной и компрессорной частей, дисбаланс ротора, износ подшипников скольжения, а также проникновение продуктов сгорания и посторонних частиц в зоны трения. Дополнительное негативное воздействие оказывают увеличение радиального люфта ротора и возможный контакт его элементов с корпусом, возникающий вследствие износа подшипников или повреждения лопаток турбины и компрессора. Особого внимания заслуживают отказы, возникающие после остановки двигателя. После прекращения работы силовой установки ротор турбокомпрессора продолжает вращаться по инерции в течение 20-30 с. В этот период подача масла в подшипниковый узел прекращается, что ухудшает условия смазки и отвода тепла. Это вызывает резкое повышение температуры в зоне подшипников, что отрицательно сказывается на свойствах смазочного материала и может привести к его деградации. Температура в зоне подшипников во многом определяется режимом работы двигателя непосредственно перед остановкой [6].

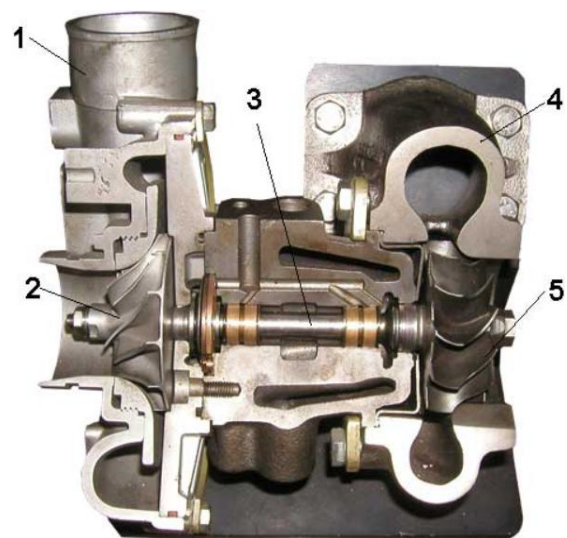
Современные тенденции развития автомобильной промышленности ориентированы на повышение удельной мощности и топливной экономичности двигателей внутреннего сгорания. Одним из ключевых решений данной задачи является применение турбонаддува, позволяющего увеличить коэффициент наполнения цилиндров без существенного роста массы двигателя [7].

Турбокомпрессор представляет собой

агрегат, включающий турбину, компрессор и соединяющий их ротор, частота вращения которого может достигать 150000-250000 об/мин. В бензиновых двигателях температура отработавших газов может достигать 950-1050°C, что предъявляет повышенные требования к термостойкости конструкции и эффективности смазывания узла. На рисунке показано устройство компрессора.

Несмотря на высокую технологичность конструкции, долговечность турбокомпрессора в значительной степени определяется условиями его эксплуатации. Практика показывает, что существенная доля отказов обусловлена не конструктивными недостатками, а нарушением эксплуатационных требований. Поэтому анализ факторов, влияющих на долговечность турбокомпрессора бензинового двигателя внутреннего сгорания, представляет значительный научный и практический интерес [8].

Поскольку состояние подшипникового узла в значительной мере определяет эксплуатационную надежность турбокомпрессора в целом, возникает необходимость выбора диагностического параметра, изменяющегося в процессе работы агрегата. Такой показатель должен обеспечивать возможность косвенной оценки технического состояния и работоспособности турбокомпрессора в эксплуатационных условиях, не снижая при этом эффективности функционирования всей силовой установки. Согласно исследованиям, во время эксплуатации наблюдается сокращение времени инерционного вращения ротора после остановки



1 – корпус компрессора, 2 – колесо компрессора,
3 – вал ротора, 4 – корпус турбины,
5 – колесо турбины

Устройство компрессора

двигателя [9]. В частности, было обнаружено, что время инерционного вращения ротора может быть сокращено с 35 до 7 секунд.

В связи с этим в качестве диагностического параметра технического состояния турбокомпрессора предлагается использовать продолжительность инерционного вращения ротора после остановки двигателя. Увеличение продолжительности свободного вращения ротора связано с более благоприятными условиями работы подшипникового узла и, следовательно, с улучшением общей производительности турбокомпрессора. Для оценки производительности турбокомпрессора в качестве основного диагностического параметра использовалось время работы ротора после выключения двигателя. Это позволяет сравнить различные сценарии эксплуатации, включая предлагаемые конструктивные и эксплуатационные усовершенствования.

Целью данного исследования является обоснование параметра, используемого для характеристики производительности турбокомпрессора, и проведение сравнительного анализа систем смазки подшипников с непрерывной подачей и дополнительным автономным источником смазки.

Методы исследования

В исследовании рассмотрены эксплуатационные факторы, влияющие на долговечность турбокомпрессора бензинового двигателя, а также выполнена расчётная оценка изменения его ресурса при различных режимах работы. Объектом исследования являлся турбокомпрессор бензинового двигателя рабочим объёмом 2,0 л с максимальным давлением наддува 1,2 бар. В качестве основных элементов анализа принят подшипниковый узел и ротор, определяющий надёжность агрегата.

Методика исследования включала аналитические расчёты напряжённо-деформированного состояния и параметров трения в узлах турбокомпрессора. Оценка ресурса проводилась путём сопоставления расчётных значений при нормальных и нарушенных условиях эксплуатации с базовым ресурсом $R_0 = 180000$ км.

Научные результаты

Бензиновые двигатели работают в условиях повышенной температуры выхлопных газов и частых переходных процессов, что приводит к значительным тепловым и механическим нагрузкам. Ключевые компоненты турбокомпрессора испытывают значительную центробежную нагрузку, особенно на рабочее колесо компрессора, термических напряжений в колесе турбины, гидродинамических нагрузок в подшипниках, а также вибрационных воздействий. Долговечность

агрегата в первую очередь определяется техническим состоянием подшипникового узла и ротора. Эксплуатационные нарушения, влияющие на долговечность турбокомпрессора, можно подразделять на несколько групп.

Первая группа включает в себя нарушения режима смазки, включая применение масла несоответствующей вязкости, увеличение интервалов его замены, загрязнение масла продуктами износа, снижение давления масла, а также запуск двигателя при низкой температуре без предварительного прогрева. Масляное голодание приводит к разрушению гидродинамической пленки и переходу к режиму граничного трения. Если частота вращения ротора превышает 100000 оборотов в минуту, то даже кратковременное падение давления масла приводит к сильному износу втулок.

Ко второй группе относятся тепловые перегрузки и перегрев, вызванные внезапным выключением двигателя под нагрузкой, использованием низкооктанового топлива, неисправностями системы охлаждения и обедненными топливовоздушными смесями. После остановки двигателя циркуляция масла прекращается, тогда как температура корпуса турбины остается высокой. Это приводит к коксованию масла и образованию отложений в каналах его подачи.

Третью группу составляет абразивный износ, причинами которого могут быть повреждение воздушного фильтра, попадание посторонних частиц в компрессор и разрушение лопаток. Абразивные частицы вызывают эрозионное повреждение рабочих колес и нарушение балансировки ротора.

Отдельную группу составляют механические перегрузки, связанные с частыми режимами «overboost», чип-тюнингом без корректировки теплового режима и превышением допустимой частоты вращения. Увеличение частоты вращения на 10% сопровождается ростом центробежных напряжений приблизительно на 21%, что ускоряет развитие усталостных повреждений. Наиболее распространенным механизмом отказа является износ втулок подшипников скольжения. При нарушении гидродинамического режима толщина масляной пленки уменьшается до критических значений. Контакт металлических поверхностей вызывает появление задиров, повышение температуры и в дальнейшем может привести к заклиниванию узла.

Интенсивность изнашивания подшипникового узла может быть описана следующим соотношением:

$$I = \frac{kPv}{\eta}, \text{ с}^{-1}, \quad (1)$$

где k – коэффициент, учитывающий условия смазки и характер трения, безразмерный;

P – удельное давление в зоне контакта, Па;

v – скорость скольжения, м/с;

η – вязкость масла, Па·с.

Из приведённого выражения следует, что снижение вязкости смазочного материала при перегреве приводит к резкому возрастанию интенсивности износа.

Колесо турбины в процессе эксплуатации подвергается циклическим температурным воздействиям в диапазоне 200-1000°C. Различие коэффициентов теплового расширения применяемых материалов обуславливает возникновение микротрещин, развитие которых происходит по механизму малоциклового усталости. Накопление отложений, а также изнашивание лопаток приводят к изменению распределения массы вращающихся элементов. Возникающий при этом дисбаланс вызывает увеличение вибрационных нагрузок, что ускоряет разрушение подшипникового узла.

Далее приведена расчётная оценка влияния эксплуатационных нарушений на ресурс турбокомпрессора.

Для выполнения расчётов был выбран турбокомпрессор бензинового двигателя рабочим объёмом 2,0 л с максимальным давлением наддува 1,2 бар.

В качестве исходных данных приняты следующие параметры:

- максимальная частота вращения ротора: $n = 180000$ об/мин;
- диаметр шейки вала: $d = 8$ мм;
- длина подшипника: $l = 10$ мм;
- давление масла (номинальное): $\rho_0 = 0,4$ МПа;
- вязкость масла при 100°C: $\eta_0 = 0,012$ Па·с;
- температура выхлопных газов (номинальная): $T_0 = 950^\circ\text{C}$;

Расчёты выполнены для двух режимов работы:

1. Нормальная эксплуатация.

2. Нарушенный режим, характеризующийся снижением давления масла до 0,2 МПа и перегревом масла до 130°C.

Прежде всего, выполним расчёт центробежных напряжений ротора. Окружная скорость определяется по формуле

$$v = \frac{\pi dn}{60}, \text{ м/с}, \quad (2)$$

где v – окружная скорость ротора, м/с;

π – математическая постоянная, равная 3,14;

d – диаметр шейки вала, м;

n – частота вращения ротора, об/мин;

60 – коэффициент перевода минут в секунды.

Центробежное напряжение в ободу колеса определяется выражением:

$$\sigma = \rho v^2, \text{ Па}, \quad (3)$$

где ρ – плотность материала рабочего колеса, кг/м³;

v – окружная скорость ротора, м/с.

Таким образом, рост частоты вращения ротора на 15% вызывает увеличение центробежных напряжений на 32%, что приводит к снижению усталостного ресурса.

Далее рассмотрели расчёт толщины масляной плёнки в подшипнике. Минимальная толщина гидродинамической плёнки приближённо определяется следующим выражением: $\sigma_1 = \sigma \cdot 1,15^2$, МПа,

где σ_1 – центробежное напряжение после увеличения частоты вращения, МПа;

σ – центробежное напряжение при номинальной частоте вращения, МПа;

1,15 – коэффициент увеличения частоты вращения ротора на 15%.

Из этого следует, что рост напряжений составляет 32%, что существенно снижает усталостный ресурс.

Расчёт толщины масляной плёнки в подшипнике:

Минимальная толщина гидродинамической плёнки приближённо определяется:

$$h_{\min} = K_h \cdot \left(\frac{\eta U}{P} \right)^{1/2}, \text{ мм}, \quad (4)$$

где $h_{\min}$ – минимальная толщина гидродинамической масляной плёнки, мм;

K_h – расчётный коэффициент, учитывающий геометрию подшипника и размерность выражения, мм·м^{-1/2};

U – скорость скольжения;

P – удельное давление в подшипнике, Па;

η – динамическая вязкость масла, Па·с;

1/2 – показатель степени, соответствующий извлечению квадратного корня.

Скорость скольжения:

$$U = \frac{\pi dn}{60}, \text{ м/с}. \quad (5)$$

Удельное давление определяется по формуле:

$$P = \frac{F}{dl}, \text{ Па}, \quad (6)$$

где P – удельное давление в подшипнике, Па;

F – радиальная нагрузка на подшипниковый узел, Н;

d – диаметр шейки вала, м;

l – длина подшипника, м.

При радиальной нагрузке $F = 150$ Н получено давление 1,875 МПа. Толщина

масляной плёнки при нормальном режиме составляет $6,9 \cdot 10^{-4}$ мм, при нарушенном режиме – $5,8 \cdot 10^{-4}$ мм.

Отношение толщин плёнки составляет 0,84, что свидетельствует о снижении несущей способности смазочного слоя на 16%.

Следовательно, толщина гидродинамической плёнки уменьшается на 16%, что существенно повышает вероятность перехода к режиму граничного трения.

Для оценки износа воспользуемся законом Арчарда. Объёмный износ определяется выражением:

$$V = k \frac{FL}{H}, \text{ м}^3, \quad (7)$$

где $k = 10^{-8}$ – коэффициент изнашивания;

$H = 1,2 \cdot 10^9$ Па – твёрдость материала втулки;

L – путь трения, м.

Путь трения за 1000 часов рассчитываем: $L = U \cdot t$.

По расчётным данным путь трения $2,71 \cdot 10^8$ м, из этого следует, что объём износа равен $3,39 \cdot 10^{-7}$ м³.

При нарушении режима смазывания коэффициент изнашивания возрастает в 5 раз, вследствие чего объём износа увеличивается до $1,7 \cdot 10^{-6}$ м³. Следовательно, износ возрастает в 5 раз, что приводит к пропорциональному сокращению ресурса узла.

Далее выполним оценку снижения ресурса турбокомпрессора. При нормальной эксплуатации расчётный ресурс принимается равным $R_0 = 180000$ км. По расчётным данным определено снижение за счет перегрева на 15%, масляного голодания – 30%, повышенной частоты вращения на 20% и суммарное снижение ресурса равен 63000 км.

Таким образом, совокупное воздействие эксплуатационных нарушений способно привести к сокращению ресурса турбокомпрессора более чем в 2,8 раза. Расчётные данные показывают, что увеличение частоты

вращения ротора на 15% сопровождается ростом центробежных напряжений на 32%.

Перегрев масла обуславливает уменьшение толщины гидродинамической плёнки на 16%, а переход к режиму граничного трения приводит к увеличению интенсивности изнашивания в 5 раз. В результате комплексного влияния неблагоприятных эксплуатационных факторов ресурс турбокомпрессора может снижаться с 180000 км до 60000-70000 км пробега.

Согласно расчётным данным, к числу наиболее эффективных мероприятий, направленных на повышение ресурса турбокомпрессора, относятся соблюдение регламентов замены масла и фильтров, применение синтетических масел с высокой термической стабильностью и регулярная диагностика состояния системы вентиляции картера.

Выводы

Проведенный анализ показал, что ресурс турбокомпрессора бензинового двигателя внутреннего сгорания в значительной степени определяется условиями эксплуатации. К основным механизмам его деградации относятся масляное голодание, перегрев, абразивный износ и термоциклическая усталость.

Установлено, что нарушения режима смазки оказывают наиболее существенное влияние на долговечность подшипникового узла и ротора. Комплексное соблюдение эксплуатационных требований позволяет увеличить ресурс турбокомпрессора на 30-50% по сравнению с эксплуатацией в неблагоприятных условиях.

Полученные результаты могут быть использованы при разработке рекомендаций по техническому обслуживанию бензиновых двигателей с турбонаддувом, а также при выполнении инженерной диагностики отказов и оценке технического состояния турбокомпрессоров.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Khaliullin F., Akhmetzyanov R., Arslanov F., Korepanov Yu. Method for determining remaining life of engine by dynamic characteristics // 19th international scientific conference. Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies, 2020. Pp. 1096-1101.
2. Khaliullin F.K., Matyashin A.V., Akhmetzyanov R.R., Medvedev V.M., Lushnov M.A. Prospects for using the bayes algorithm for assessing the technical condition of internal combustion engines // 10th international conference on mechatronics and manufacturing. Bangkok: Thailand, 2019. 012016 p.
3. Бурцев А.Ю. Повышение эксплуатационной надежности турбокомпрессоров двигателей внутреннего сгорания // Достижения науки – агропромышленному производству. Челябинск, 2013. С. 28-34.
4. Гриценко А.В., Плаксин А.М., Бурцев А.Ю. Исследования выбега ротора турбокомпрессора ТКР-11 // Агропродовольственная политика России. 2015. № 1 (13). С. 52-55.

5. Кулаков А.Т., Калимуллин Р.Ф., Коваленко С.Ю., Гаффаров Г.Г. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей улучшением смазывания подшипникового узла // Вестник ЮжноУральского госуд. университета. Серия Машиностроение. 2015. Том 15. № 3. С. 18-27.
6. Папков Б.В. Уязвимость и стойкость объектов электроэнергетики // Метод. вопросы исследования надежности больших систем энергетики. 2017. С. 441-451.
7. Кулаков А.Т., Якубович И.А., Шафеев Д.Р. Улучшение характеристик двигателей КамАЗ-7403 путем автономной подачи масла к турбокомпрессорам // Вестник Оренбургского госуниверситета. 2014. № 10 (171). С. 219-223.
8. Смирнов А.В. и др. Проблемы эксплуатации турбокомпрессоров ДВС и пути повышения их надежности // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2016. № 2. С. 67-71.
9. Плаксин А.М. и др. Продление срока службы турбокомпрессоров автотракторной техники применением гидроаккумулятора в системе смазки // Фундаментальные исследования. 2014. № 6. Ч. 4. С. 728-732.

Бензинді ішкі жану қозғалтқышының турбокомпрессор құрылғысының жұмыс істеу бейімділігіне қозғалыс факторларының әсерін зерттеу

***МУРЗАХМЕТОВА Ұлбала Асқарбекқызы**, т.ғ.к., профессор, u_murzakhmetova@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5429-023X>,
ТКАЧЕНКО Степан Степанович, магистрант, stepanchovy@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0007-1865-4407>,
КАНИБЕКОВА Мадина Әлқуатқызы, докторант, m.kanibekova1@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0003-2384-0398>,
ӘНІБЕКҚЫЗЫ Марфуға, докторант, marfuganibekkyzy@gmail.com, <https://orcid.org/0009-0001-6352-1298>,
КАРДАСИНОВ Саят Мамырбаевич, т.ғ.к., қауымдастырылған профессор, polygrafy.m@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0001-6506-1117>,
 Л.Б. Гончаров атындағы Қазақ автомобиль-жол институты, Алматы, Қазақстан,
 *автор-корреспондент.

Аңдатпа. Бензинді іштен жану қозғалтқышының турбокомпрессорының ұзақ мерзімділігіне пайдалану факторларының әсері зерттеледі. Турбокомпрессордың подшипниктік торабының жұмысқа қабілеттілігі мен ұзақ мерзімділігін айқындайтын пайдалану шарттарына талдау жүргізілді. Ерекше назар ротордың қозғалтқыш тоқтар алдындағы айналу жиілігі, подшипниктік тораптағы саңылаулардың өзгеруі, сондай-ақ қозғалтқыш тоқтағаннан кейін май қысымының төмендеуі сияқты параметрлерге аударылды. Тораптың ұзақ мерзімділігінің төмендеуінің негізгі себептері анықталды, олардың қатарына майлау режимінің бұзылуы, қызып кету, абразивтік тозу, термоциклдік шаршау, май жетіспеушілігі, сондай-ақ сапасыз отын мен майлау материалдарын қолдану жатады. Аталған факторлардың майлау үдерісінің сипаттамаларына, жылулық күйіне және турбокомпрессор элементтерінің тозу қарқындылығына айтарлықтай әсер ететіні, соның нәтижесінде оның сенімділігі мен қызмет ету мерзімі анықталатыны көрсетілді. Пайдалану режимдерінің ротордың кернеулі күйіне, подшипниктік тораптың майлану жағдайларына және тозу қарқындылығына әсері есептелді. Қолайсыз факторлардың жиынтық әсері оның ресурсын 2,8 еседен астам төмендетуі мүмкін екені көрсетілді.

Кілт сөздер: турбокомпрессор, бензин қозғалтқышы, қызмет ету мерзімі, жұмыс ақаулары, тозу, майдың аштығы, қызып кету, қарапайым мойынтіректер.

Study of the Influence of Operational Factors on the Performance of a Turbocharger of a Gasoline Internal Combustion Engine

***MURZAKHMETOVA Ulbala**, Cand. of Tech. Sc., Professor, u_murzakhmetova@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-5429-023X>,

TKACHENKO Stepan, Master's Student, stepanchovy@mail.ru,

<https://orcid.org/0009-0007-1865-4407>,

KANIBEKOVA Madina, Doctoral Student, m.kanibekova1@gmail.com,

<https://orcid.org/0000-0003-2384-0398>,

ANIBEKKYZY Marfuga, Doctoral Student, marfuganibekkyzy@gmail.com,

<https://orcid.org/0009-0001-6352-1298>,

KARDASINOV Sayat, Cand. of Tech. Sc., Associate Professor, polygrafy.m@mail.ru,

<https://orcid.org/0009-0001-6506-1117>,

Kazakh Automobile and Road Institute n.a. L.B. Goncharov, Almaty, Kazakhstan,

*corresponding author.

Abstract. The influence of operating factors on the durability of a turbocharger in a gasoline internal combustion engine is investigated. A study was conducted on operating conditions that most significantly determine the performance and durability of the turbocharger's bearing assembly. Particular attention is given to parameters such as the rotor speed immediately prior to engine shutdown, changes in clearances within the bearing assembly, and the drop in oil pressure after the engine stops. The main causes of reduced durability of the assembly were identified, including violations of lubrication regimes, overheating, abrasive wear, thermocyclic fatigue, oil starvation, and the use of low-quality fuel and lubricants. It was established that these factors significantly affect the characteristics of the lubrication process, the thermal state, and the wear intensity of turbocharger components, thereby determining its reliability and service life. Calculations were performed to assess the impact of operating modes on the stress state of the rotor, lubrication conditions of the bearing assembly, and wear intensity. It is shown that the combined effect of unfavorable factors can reduce the service life by more than 2.8 times.

Keywords: turbocharger, gasoline engine, service life, operational malfunctions, wear, oil starvation, overheating, plain bearings.

REFERENCES

1. Khaliullin F., Akhmetzyanov R., Arslanov F., Korepanov Yu. Method for determining remaining life of engine by dynamic characteristics // 19th international scientific conference. Jelgava: Latvia University of Life Sciences and Technologies, 2020. Pp. 1096-1101.
2. Khaliullin F.K., Matyashin A.V., Akhmetzyanov R.R., Medvedev V.M., Lushnov M.A. Prospects for using the bayes algorithm for assessing the technical condition of internal combustion engines // 10th international conference on mechatronics and manufacturing. Bangkok: Thailand, 2019. 012016 p.
3. Burtsev A.Yu. Povyshenie ekspluatatsionnoy nadezhnosti turbokompressorov dvigateley vnutrennego sgoraniya // Dostizheniya nauki – agropromyshlennomu proizvodstvu. Chelyabinsk, 2013. Pp. 28-34.
4. Gritsenko A.V., Plaksin A.M., Burtsev A.Yu. Issledovaniya vybega rotora turbokompressora TKR-11 // Agroprodovol'stvennaya politika Rossii. 2015. № 1 (13). Pp. 52-55.
5. Kulakov A.T., Kalimullin R.F., Kovalenko S.Yu., Gaffarov G.G. Povyshenie nadezhnosti turbokompressorov avtotraktornykh dvigateley uluchsheniem smazyvaniya podshipnikovogo uzla // Vestnik Yuzhno-Ural'skogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya Mashinostroenie. 2015. Tom 15. № 3. Pp. 18-27.
6. Papkov B.V. Uyazvimost' i stoykost' ob'ektov elektroenergetiki // Metod.voprosy issledovaniya nadezhnosti bol'shikh sistem energetiki. 2017. Pp. 441-451.
7. Kulakov A.T., Yakubovich I.A., Shafeev D.R. Uluchshenie kharakteristik dvigateley KamAZ-7403 putem avtonomnoy podachi masla k turbokompressoram // Vestnik Orenburgskogo gosudarstvennogo universiteta. 2014. № 10 (171). Pp. 219-223.
8. Smirnov A.V. i dr. Problemy ekspluatatsii turbokompressorov DVS i puti povysheniya ikh nadezhnosti // Problemy mashinostroeniya i nadezhnosti mashin. 2016. № 2. Pp. 67-71.
9. Plaksin A.M. i dr. Prodlenie sroka sluzhby turbokompressorov avtotraktornoy tekhniki primeneniem gidroakkumulyatora v sisteme smazki // Fundamental'nye issledovaniya. 2014. № 6. Ch. 4. Pp. 728-732.