

Повышение надежности работы узла уплотнения турбокомпрессора посредством оптимизации элементов узла уплотнения

Дмитрий Анатольевич Никитин, Валентин Владимирович Сафонов,
Василий Васильевич Чекмарев, Евгений Евгеньевич Демин, Сергей Александрович Шишурин
ФГБОУ ВО Саратовский государственный университет генетики, биотехнологии и инженерии имени Н.И. Вавилова,
г. Саратов, Россия
e-mail: nilppr@rambler.ru

Аннотация. В настоящее время большинство силовых агрегатов с двигателями внутреннего сгорания оснащены турбонаддувом. При этом турбокомпрессор (ТКР) является одним из ресурсопределяющих элементов силовых агрегатов, на долю которого приходится значительное количество отказов. Исследования, проведенные по анализу отказов турбокомпрессора, показали, что основная причина их заключается в неисправности узла уплотнения, что является следствием крайне неблагоприятных условий его работы, заключающихся в высокой (до 800 °С) температуре выхлопных газов, агрессивная среда, высокая (до 120 000 мин⁻¹) частота вращения ротора, скорости скольжения сопрягаемых деталей до 150 м/с. Масло для смазки и охлаждения ТКР подается через плавающие подшипники скольжения, а полости турбины и компрессора изолированы посредством уплотнительных узлов. Нарушение их работоспособности приводит к попаданию масла в полость рабочих колес, к разбалансировке ротора и, в конечном итоге, к выходу из строя турбокомпрессора. Определяющим фактором, влияющим на работоспособность узла уплотнения, является жаропрочность его частей. Особенно этот фактор проявляется при работе в форсированных условиях и при остановке двигателя, когда охлаждение улитки турбины прекращается обдувом воздуха, а подшипниковый узел – циркулирующим маслом. При этом большая часть тепловой энергии передается от нагретой улитки турбины к уплотнительному узлу и подшипниковому узлу. Основное внимание уделено влиянию температуры на работу уплотнительных колец турбокомпрессоров.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания; поршневые кольца; механическая обработка поршневых колец; работоспособность.

Для цитирования: Никитин Д. А., Сафонов В. В., Чекмарев В. В., Демин Е. Е., Шишурин С. А. Повышение надежности работы узла уплотнения турбокомпрессора посредством оптимизации элементов узла уплотнения // Аграрный научный журнал. 2023. № 12. С. 149–157. <http://dx.doi.org/10.28983/asj.y2023i12pp149-157>.

AGRICULTURAL ENGINEERING

Original article

Improving the reliability of the turbocharger seal assembly by optimizing the elements of the seal assembly

Dmitrii A. Nikitin, Valentin V. Safonov, Vasilii V. Checmarev, Evgeniy E. Demin, Sergey A. Shishurin
Saratov State University of Genetics, Biotechnology and Engineering named after N.I. Vavilov, Saratov, Russia
e-mail: nilppr@rambler.ru

Abstract. Currently, most power units using internal combustion engines are equipped with turbocharging and that is explained by the requirements for efficiency, environmental safety and specific power characteristics. At the same time, the turbocompressor (TCR) is one of the resource-determining elements of power units, which accounts for a significant number of failures. Studies conducted towards the analysis of turbocompressor failures have shown that the main reason for it lies in a malfunction of the seal assembly, which is a consequence of extremely unfavorable conditions for its operation, consisting in a high (up to 800 °C) exhaust temperature, aggressive environment, a high (up to 120.000 min⁻¹) rotor speed, the sliding speeds of the mating parts, up to 150 m/s. Oil for lubrication and cooling of the TCR is supplied through floating plain bearings, while the cavities of the turbine and compressor are isolated by means of the seal assemblies. Violation of their operability leads to the ingress of oil in a cavity of the impellers, to the imbalance of a rotor and, ultimately, to a turbocompressor failure. The determining factor affecting the operability of the seal assembly is a heat density of its parts. This factor is especially manifested in operating under forced conditions and engine shutdown, when cooling of a turbine volute is stopped by blown air, and a bearing assembly is stopped by circulating oil. In this case, a large part of the thermal energy is transferred from a heated turbine volute to the seal assembly and to the bearing assembly. The focus is on the temperature influence on performance of the turbocompressors' sealing rings.

Keywords: internal combustion engine; piston rings; mechanical processing of piston rings; performance.

For citation: Nikitin D.A., Safonov V.V., Checmarev V.V., Demin E.E., Shishurin S.A. Improving the reliability of the turbocharger seal assembly by optimizing the elements of the seal assembly. Agrarnyy nauchnyy zhurnal = The Agrarian Scientific Journal. 2023;(12):149–157. (In Russ.). <http://dx.doi.org/10.28983/asj.y2023i12pp149-157>.





Введение. В связи с ростом требований к энерговооруженности мобильной техники во всех отраслях в последние десятилетия прослеживается устойчивый тренд на форсирование силовых установок. При разных подходах к решению этой проблемы суть сводится к одному – поиску возможности сжечь в удельном объеме камеры сгорания максимальное количество топлива. Применительно к ДВС этот вопрос решается повышением давления воздуха путем использования турбонаддува [1].

Вопросам обеспечения эксплуатационной надежности систем принудительного нагнетания воздуха в камеру сгорания занимались многие ученые, такие как А.С. Денисов, А.Ф. Малаховецкий, Д.А. Никитин и др. [2–5].

Несмотря на то, что исследованиям эксплуатационной надежности турбокомпрессоров (ТКР) и путям ее повышения уделяется много внимания, актуальность этого направления исследований не снижается. В основном это связано с двумя аспектами – ростом нагрузок на детали ЦПГ, что требует повышения их прочностных параметров, и существенным влиянием на экологические показатели работы ДВС, что является следствием постоянно ужесточающихся на уровне экологических стандартов требований к карбоновому следу энергетических установок.

От правильной сбалансированной работы систем наддува воздуха во многом зависят такие показатели работы двигателя, как удельная и эффективная мощность, полнота сгорания топлива (что существенно влияет не только на мощностные, но и на экологические параметры), температурный режим, отложение нагара в камере сгорания и на колесах турбины и компрессора. В связи с этим современные ТКР должны удовлетворять следующим требованиям:

обеспечению подачи достаточного для полного сгорания топлива воздуха в широком диапазоне режимов работы;

сохранению работоспособности трущихся деталей в условиях граничного и полусухого трения;

обладанию высокой надежностью деталей и узлов в режиме термоциклирования;

несмотря на широкое распространение агрегатного метода при ремонте техники, ТКР должен обладать ремонтпригодностью, что особенно важно в сельхозмашиностроении.

При этом ресурс ТКР не может быть ниже, чем у силового агрегата.

Несмотря на большое количество конструкторских решений компоновки систем принудительного нагнетания воздуха в камеру сгорания, наиболее технологичными и, соответственно, наиболее распространенными являются схемы, представленные на рис. 1, в которых колеса турбины и компрессора жестко соединены между собой валом и закреплены на его противоположных концах. Различия модификаций заключаются лишь в расположении подшипниковых опор.

На сегодняшний день наибольшее распространение получили турбокомпрессоры, подшипниковые опоры которых расположены между колесами (рис. 1, б), что позволяет обеспечить относительную простоту доступа к ним при ремонте и минимизировать размеры и массу узла в целом. Основным недостатком такой схемы является высокая температура подшипникового узла. Этому недостатка лишена схема ТКР, представленная на рис. 1, а, но она существенно увеличивает размеры системы наддува и снижает ее ремонтпригодность. Использование схем, представленных на рис. 1, в, г, также существенно усложняет конструкцию базовых деталей и влечет за собой увеличение размера турбокомпрессора, что послужило причиной крайне низкого ее распространения на практике (за исключением локомотивных и судовых ТКР, где требования компактности менее значимы).

В энергетических установках транспортных и сельскохозяйственных машин наибольшее распространение получили турбокомпрессоры серий ТКР 7 [9, 11].

Как показано в работе [2], часто именно турбокомпрессор является ресурсопределяющим агрегатом силовых установок, в связи с чем особое внимание следует уделять их надежности и ресурсу. При этом основным ресурсопределяющим узлом ТКР является узел уплотнения. Основные причины отказов восстановленных ТКР представлены на рис. 2, а основные поломки – на рис. 3.

Как видно из диаграммы на рис. 2 и подробно объяснено в работе [2], основной причиной как первичных, так и вторичных (после ремонта) отказов систем турбонаддува является проникновение масла в полости турбины и компрессора вследствие утраты узлом уплотнения работоспособности в результате воздействия высоких температур. Это происходит в связи с оседанием на колесах турбины и компрессора проникшего смазочного масла и продуктов его горения, что вызывает нарушение балансировки роторного узла и к поломкам, представленным на рис. 3. То есть практически в 90 % случаев отказов причиной является утрата работоспособности узла уплотнения.

Основными деталями узла уплотнения является уплотнительные кольца, внешне похожие на компрессионные, прямоугольного сечения (рис. 4). Однако условия их работы существенно отличаются. В частности – они лишены возможности приработки по наружной поверхности в силу неподвижности, что накладывает особые требования к их качеству.

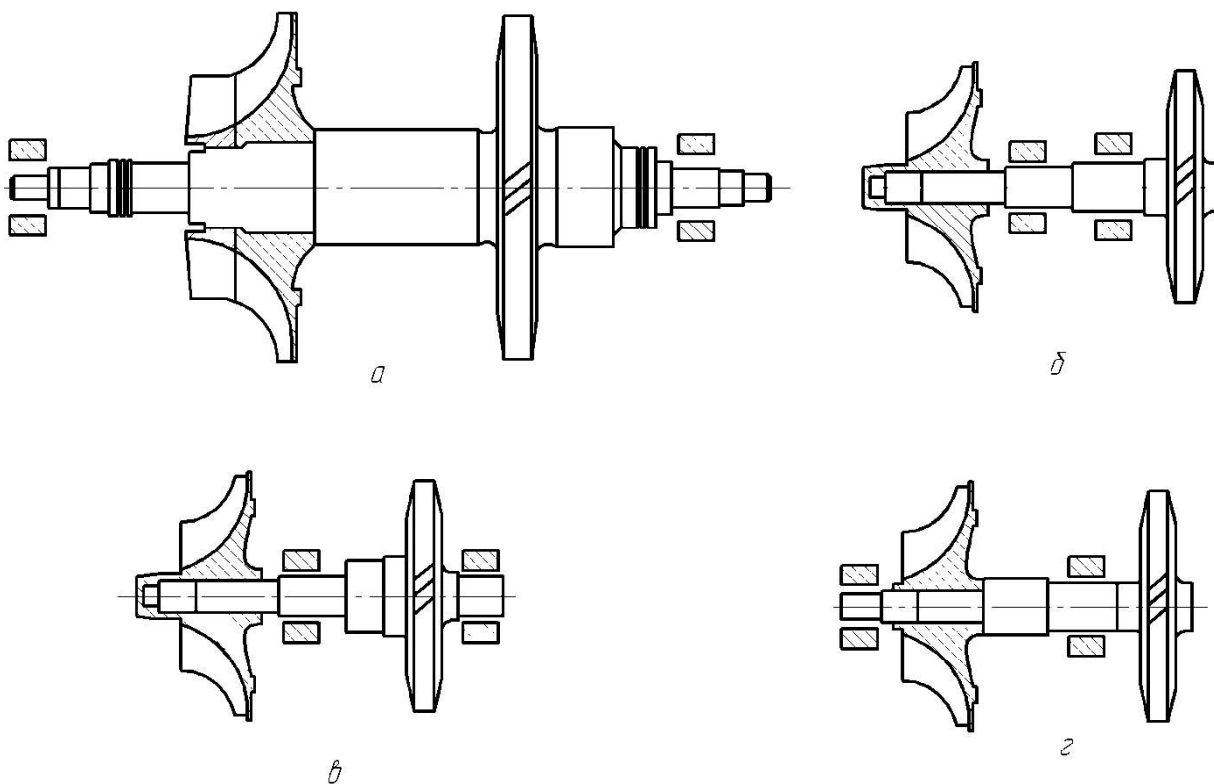


Рис. 1. Расположение подшипниковых опор ТКР

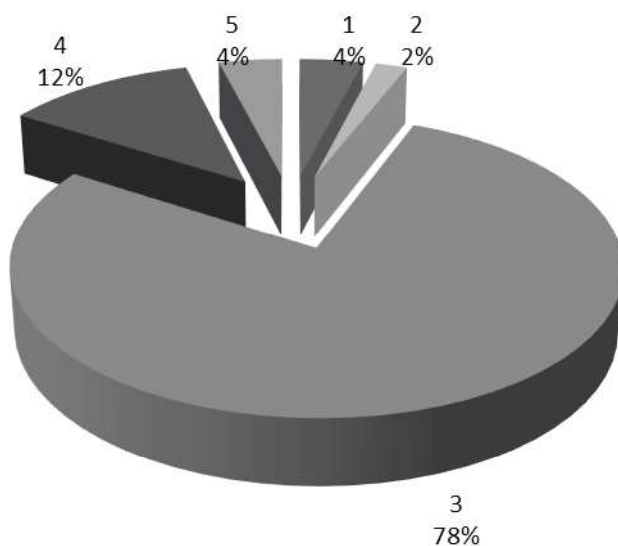


Рис. 2. Основные причины отказов турбокомпрессоров:
1 – износ колеса компрессора; 2 – обрыв сварного соединения;
3 – узел уплотнения; 4 – обрыв шпилек; 5 – износ колеса турбины



а

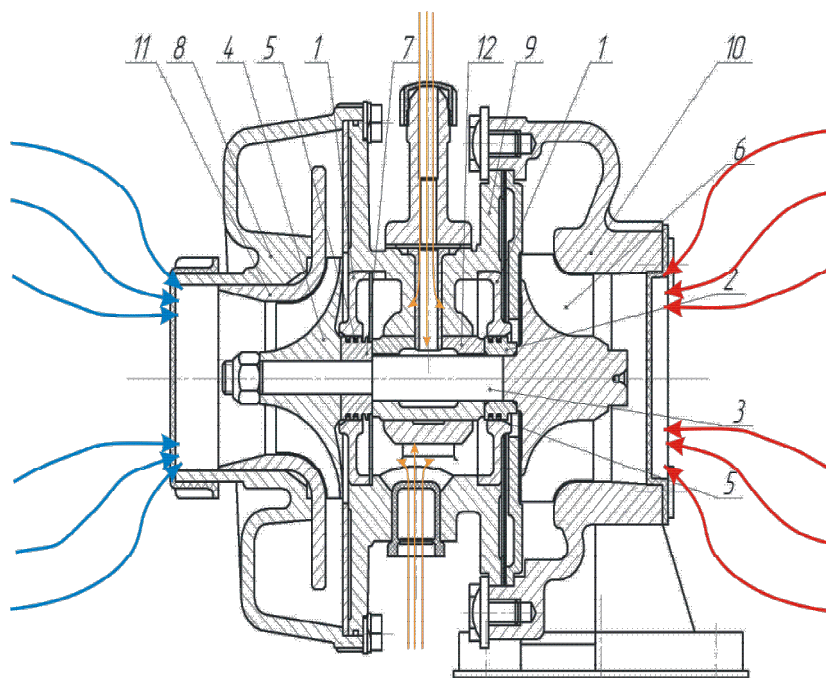


б



в

Рис. 3. Типичные поломки ТКР:
а – износ канавок под кольца; б – обрыв сварного соединения; в – износ опорной шейки ротора



Частота вращения ротора n_p
до 100000 мин^{-1}

→ поток выхлопных газов (до 700°C);
→ поток наружного воздуха ($-40^\circ\text{C} \dots 40^\circ\text{C}$);
→ поток масла (до 130°C);

Рис. 4. Устройство и условия работы ТКР:

1 – крышка уплотнения; 2 – кольцедержатель; 3 – вал колес турбины и компрессора;
4 – колесо компрессора; 5 – уплотнительные кольца; 6 – колесо турбины;
7 – пластина отражающая; 8 – корпус; 9 – корпус подшипниковой втулки;
10 – улитка турбины; 11 – теплоотражатель; 12 – втулка подшипника скольжения

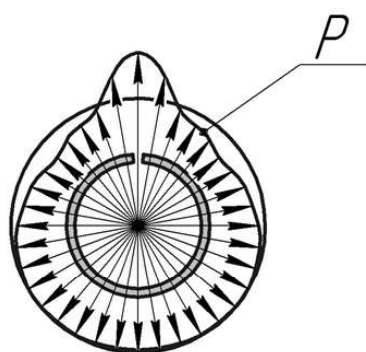


Рис. 5. Оптимальное распределение давления уплотнительного кольца на охватываемую поверхность

Как известно, температура рабочего тела, поступающего в турбину, достигает 850°C , а скорость скольжения колец в зоне контакта с валом достигает 140 м/с . С ростом степени форсирования силовых установок эти параметры имеют тенденцию к увеличению. Соответственно, условия работы уплотнительных колец, особенно расположенных со стороны турбины, крайне неблагоприятные. Согласно опубликованным исследованиям [2–4], сильное влияние на работоспособность уплотнительного узла оказывает полнота контакта в сопряжении кольцо – кольцедержатель и упругость уплотнительных колец, которые полностью зависят от упругих характеристик материала кольца и его формы в свободном состоянии. При этом следует учитывать, что после эксплуатации ТКР у уплотнительных колец имеет место снижение давления кольца на охватываемую поверхность (аналог гильзы цилиндра). Соответственно, для уплотнительных колец ТКР целесообразно обеспечить распределение давления, имеющее превышение в зоне «замка» (рис. 5).

Полное прилегание кольца и надежное обеспечение требуемого контактно-силового взаимодействия в рассматриваемом сопряжении можно обеспечить лишь при условии правильного, лишенного погрешностей, расчета формы кольца в свободном состоянии и технологическом обеспечении точности ее воспроизведения в процессе изготовления.

Методика исследований. Как известно из истории технических наук, родоначальником теории расчета формы разрезных уплотнительных колец в свободном состоянии можно считать К. Рейнхарда. Естественно, его методика носила полуэмпирический характер. В дальнейшем

его теорию развивали такие ученые, как Карл Энглиш, издавший первый серьезный труд в 2 томах, Прескотт, Арнольд и др., но их наработки и методики были весьма приблизительными и носили также эмпирический характер.

Дальнейшее развитие теории расчета поршневых и уплотнительных колец в свободном состоянии было сконцентрировано на использовании теорем о взаимности работ (теорема Бетти) и взаимности перемещений (теорема Максвелла). Это направление привело к использованию для определения точек кольца в свободном состоянии интеграла Мора согласно схеме, представленной на рис. 6.

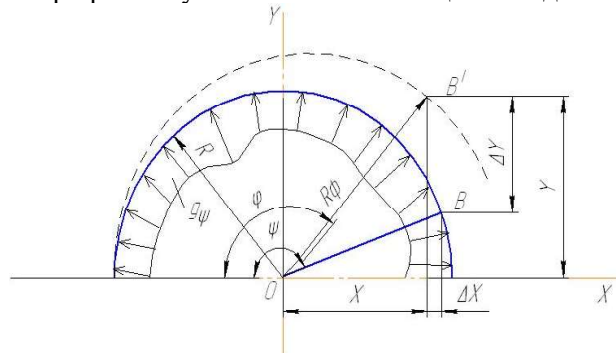


Рис. 6. Расчетная схема к использованию энергетических методов для определения формы уплотнительных колец в свободном состоянии



Эти методы получили название энергетических. При использовании энергетических методов перемещения точек кольца (как линейные, так и угловые) при их переходе из свободного состояния в рабочее определяются по следующей формуле:

$$\Delta = \frac{1}{EJ} \int_S M \overline{M} dS, \quad (1)$$

где Δ – линейное или угловое перемещение точек сечения периметра поршневого кольца; EJ – жесткость кольца; M – изгибающий момент в произвольном сечении кольца от заданного распределенного радиального давления q_r ; $\overline{M}$ – изгибающий момент в произвольном сечении от единичного силового фактора на контуре кольца; S – длина дуги кольца.

Однако, использование этого метода применительно к уплотнительным кольцам турбокомпрессора неприемлемо, так как его объективная погрешность не может быть менее 20 %, что методически заложено принимаемыми допущениями, в частности – пренебрежением перемещений от действия поперечной и нормальной сил и учет только воздействия изгибающего момента. Такая погрешность, как было сказано выше, неприемлемо для колец, лишенных возможности приработки.

Методы расчета и теоретические исследования зарубежных ученых в области поршневых и уплотнительных колец в открытой печати практически не публикуются, соответственно, они для использования в РФ недоступны. Опубликованные в открытом доступе [6, 7] сведения о расчете формы поршневых и уплотнительных колец специалистами корпорации «Federal Mogul» носят общий характер, не позволяющий их использовать для практического применения.

В последнее время появился ряд публикаций В. Сердечного, раскрывших методику расчета формы компрессионных поршневых колец в свободном состоянии, используемые при этом параметры поршневых колец [8, 9] и их взаимосвязи. При этом В. Сердечный утверждает, что наилучшим образом построению средней линии (нейтрального слоя, не подвергающемуся в процессе деформации кольца ни сжатию, ни растяжению) кольца соответствуют следующие формулы:

$$\begin{cases} \frac{x}{r_m} = \cos \varphi + K \left(\varphi \sin \varphi + \frac{\sin^2 \varphi}{2} + \cos \varphi - 1 \right) \\ \frac{y}{r_m} = \sin \varphi + K \left(\frac{\varphi}{2} + \sin \varphi - \varphi \cos \varphi - \frac{\sin \varphi \cos \varphi}{2} \right) \end{cases} \quad (2)$$

где $\frac{x}{r_m}$, $\frac{y}{r_m}$ – относительные координаты свободного кольца; K – характеристический параметр кольца, изменяющийся от 0,01 до 0,05 и косвенно характеризующий распределение эпюры радиального давления (ЭРД).

Результаты исследований. Используя данную методику, нами были рассчитаны и в условиях производственных мощностей ООО «ППК» (г. Санкт-Петербург) изготовлены уплотнительные кольца турбокомпрессора ТКР9-С из высокопрочного чугуна.

Изготовленные кольца были установлены в ТРК и подверглись безмоторным стендовым испытаниям в составе ТРК по программе приемочных ускоренных испытаний.

Для сравнения нами были использованы данные, ранее полученные при проведении приемочных испытаний турбокомпрессоров, укомплектованных уплотнительными кольцами следующих производителей:

1. «Federal Mogul» из чугуна марки «Standart».
2. «Federal Mogul» из чугуна марки «F14».
3. «Riken» из чугуна марки «RIK25».
4. «Riken» из порошкового материала «SRF22».
5. «Riken», из порошкового материала «SRF31».
6. ОАО «StapRi».

Программа приемочных ускоренных испытаний включала в себя контроль расхода масла через узел уплотнения, микрометраж и контроль основных параметров деталей как до проведения испытаний, так и после их завершения.

В частности, в табл. 1 и на рис. 7 представлены результаты износа высоты колец в ходе приемочных испытаний. На рис. 8 представлены результаты контроля износа сопряженных с кольцами канавок, на рис. 9 – кумулятивные износы колец и сопряженных с ними деталей.

Заключения, полученные в ходе сравнительных испытаниях, сводятся к следующему: уплотнительные узлы турбокомпрессоров, укомплектованных кольцами производства корпорации «Riken» (Япония) и ОАО «StapRi» не удовлетворяют предъявляемым требованиям по расходу масла; наилучшие уплотняющие свойства продемонстрировали турбокомпрессоры, укомплектованные экспериментальными кольца-





ми и кольцами производства корпорации “Federal Mogul” (США) из высокопрочного чугуна марки «F14»; эффективность работы узла уплотнения, укомплектованного экспериментальными кольцами, не уступает аналогичному показателю турбокомпрессоров, укомплектованных уплотнительными кольцами ведущих мировых производителей.

Таблица 1

Износ колец после испытаний, мкм

Кольца	1	2	3	4	Среднее значение
StapRi	35	0	0	0	8,75
Federal Mogul Standart	23	7	4	2	9,00
Federal Mogul «F14»	6	2,5	1	1	2,625
Riken «SRF22»	26	7	4	6	10,75
Riken «SRF31»	18	2	2	2	5,50
Riken «RIK25»	3	0	5	4	3,00
Экспериментальные	4	3	3	2	3,00

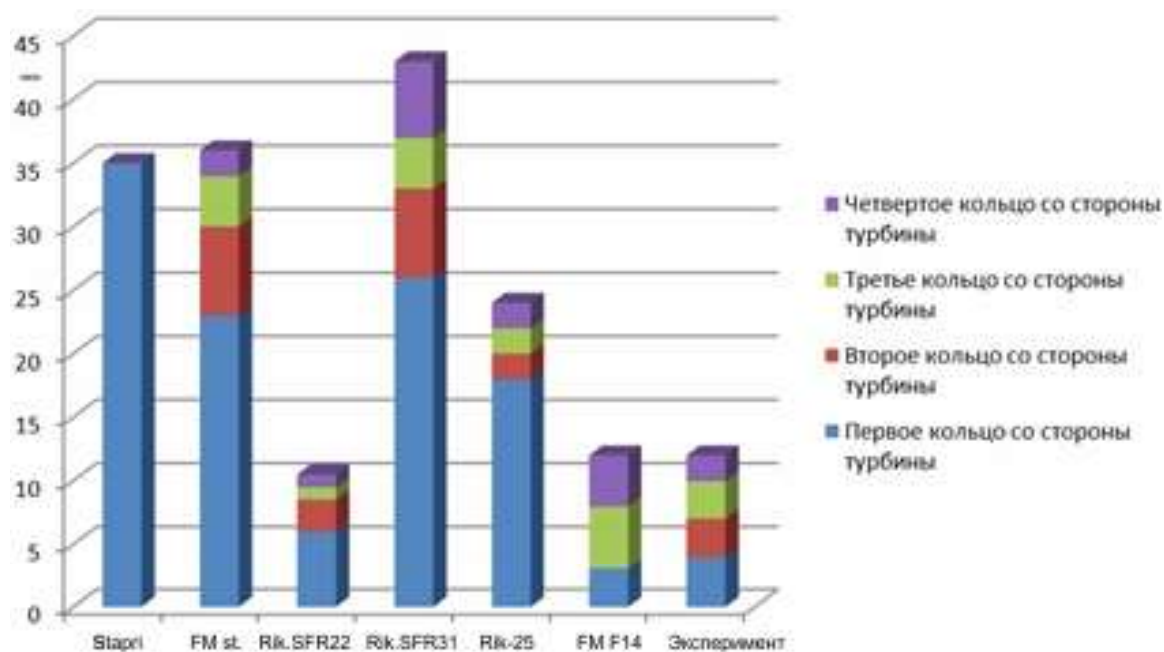


Рис. 7. Износ колец в результате стендовых испытаний, мкм

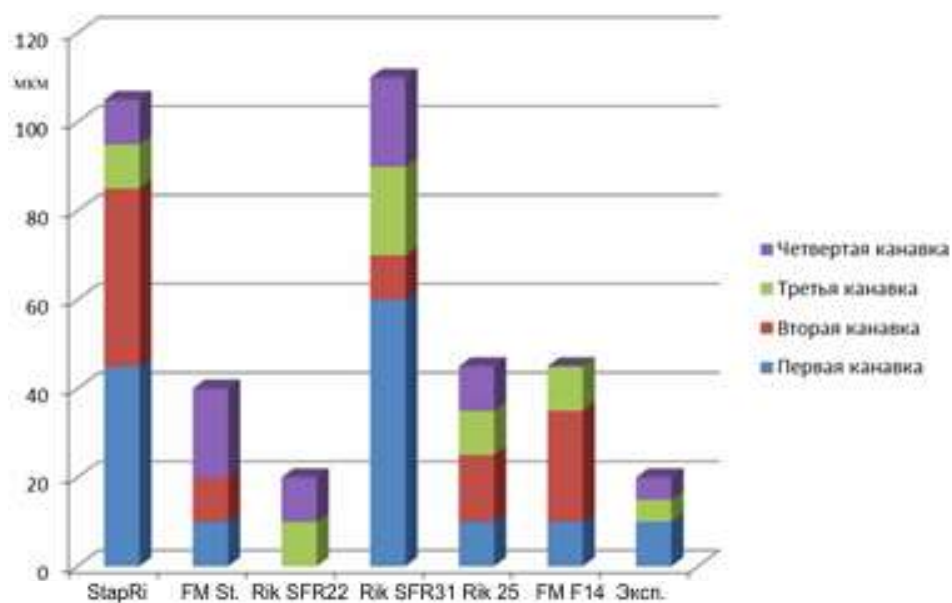


Рис. 8. Износ сопряженных с уплотнительными кольцами деталей, мкм

Для окончательной сравнительной оценки эффективности работы узлов уплотнения ТКР, укомплектованных экспериментальными уплотнительными кольцами, были проведены сравнительные испытания турбокомпрессоров, укомплектованных экспериментальными уплотнительными кольцами, и турбокомпрессоров, укомплектованных кольцами производства корпорации “Federal Mogul” (США) из высокопрочного чугуна марки «F14», по режиму безотказности.

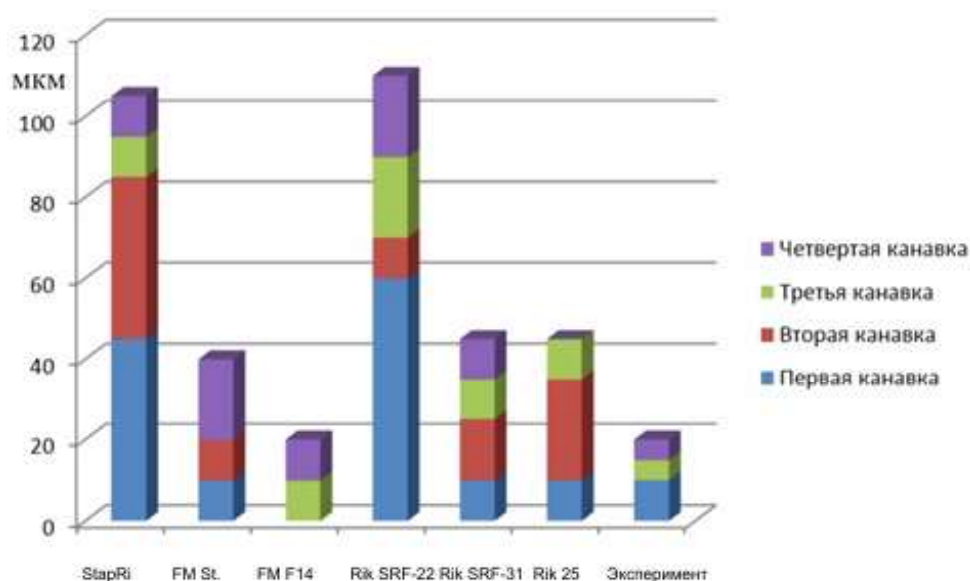


Рис. 9. Кумулятивный износ колец и сопряженных деталей, мкм

В табл. 2 и на рис. 10 представлены результаты замера расхода масла через узлы уплотнения ТКР в ходе испытаний.

Таблица 2

Результаты замеров расхода масла за 1 цикл испытаний, л

№ п/п	Кольца	Расход масла за цикл, л
1	StapRi	7,5
2	Federal Mogul Standart	4,1
3	Federal Mogul «F14»	2
4	Riken «SRF22»	7,5
5	Riken «SRF31»	7,5
6	Riken «RIK25»	4
7	Экспериментальные	2

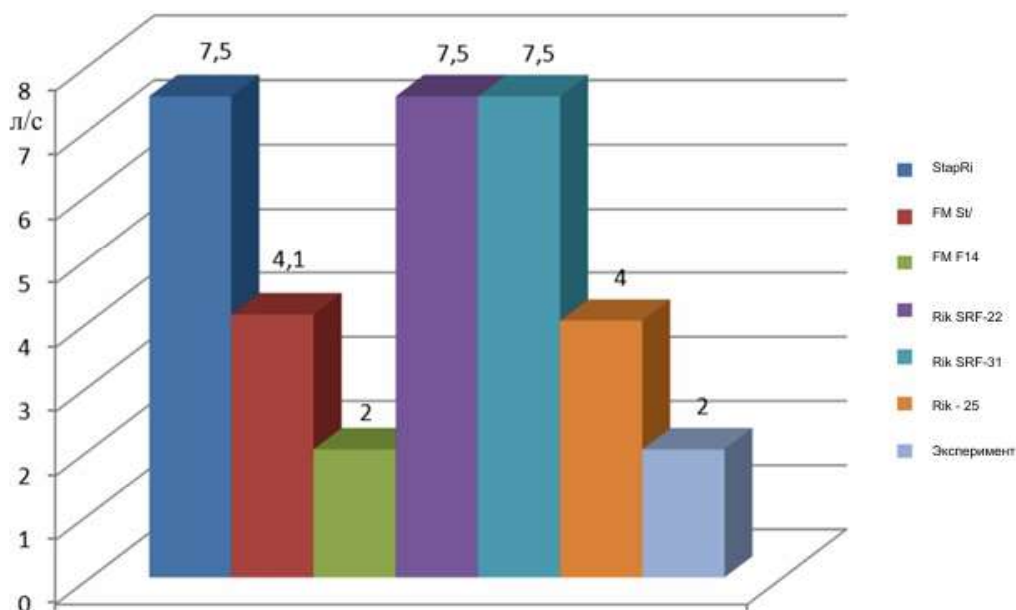


Рис. 10. Расход масла через узлы уплотнения



Износ уплотнительных колец, мм

Сведения о кольцах	№ кольца уплотнения				Среднее значение
	1	2	3	4	
Federal Mogul «F14»	0,675	0,025	0,155	0,265	0,280
Экспериментальные	0,396	0,048	0,086	0,116	0,162

У колец до и после испытаний контролировали износ по высоте путем ее микрометража до и после испытаний (табл. 3), тангенциальную упругость до и после испытаний (табл. 4, 5).

Таблица 4

Результаты замера упругости уплотнительных колец до испытаний, Н

Сведения о кольце	№ кольца уплотнения				Среднее значение
	1	2	3	4	
Federal Mogul «F14»	24,50	21,50	21,50	21,00	23,00
Экспериментальные	26,50	21,00	24,50	22,00	23,50

Таблица 5

Результаты замера упругости уплотнительных колец после испытаний, Н

Сведения о кольце	№ кольца уплотнения				Среднее значение
	1	2	3	4	
Federal Mogul «F14»	20,00	18,50	18,00	17,80	18,58
Экспериментальные	21,00	19,00	22,00	19,60	20,40

В результате испытаний четко просматривается факт соответствия износа и упругих характеристик экспериментальных колец лучшим мировым образцам.

Как свидетельствуют результаты замеров, снижение упругости как у «фирменных», так и у экспериментальных колец, составило приблизительно 20 %, так что и по упругости турбокомпрессоры, укомплектованные экспериментальными кольцами не уступили лучшим мировым образцам.

В целях проверки термостойкости экспериментальных уплотнительных колец как у экспериментальных, так и у колец производства корпорации “Federal Mogul” (США) из высокопрочного чугуна марки “F14” контролировалась тангенциальная упругость в диапазоне температур от 20 до 400 °С. Результаты замеров представлены на рис. 11.

Этот параметр также подтвердил, что экспериментальные кольца и по этому параметру не уступают лучшим мировым образцам.

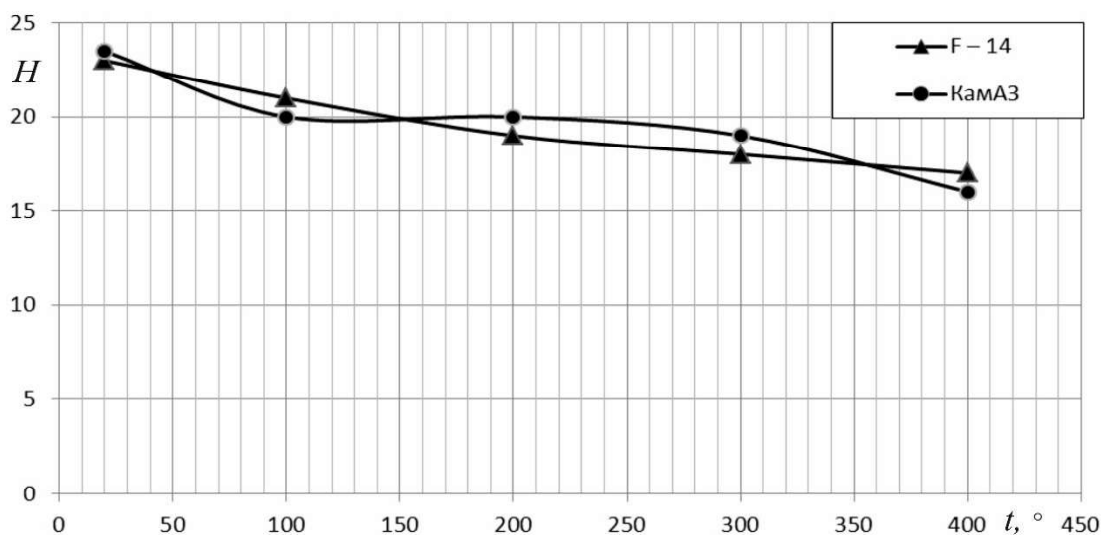


Рис. 11. Результаты замера упругости колец при различной температуре

В ходе проведения стендовых испытаний контролировали расход масла через узел уплотнения на различных режимах работы турбокомпрессора. Результаты контроля представлены на рис. 12.

Как видно из рис. 12, расход масла на различных режимах в турбокомпрессорах, укомплектованных «экспериментальными» кольцами, незначительно отличался от расхода масла в турбокомпрессорах, укомплектованных «фирменными» кольцами.



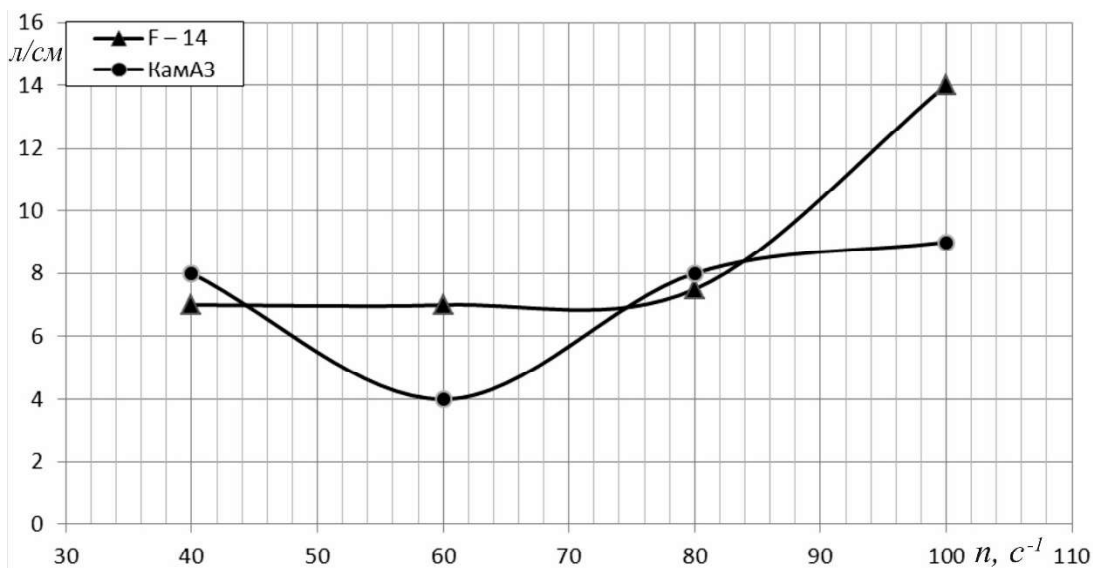


Рис. 12. Результаты замера расхода масла через узел уплотнения при различной частоте вращения ротора

Заключение. Эксплуатационные испытания проводили путем подконтрольной эксплуатации автомобилей КамАЗ, укомплектованных турбированными двигателями с экспериментальными уплотнительными кольцами на стройках БАМ-2 в условиях эксплуатации ООО «ТС СТРОЙ» с 2020 по 2023 г. Подконтрольная эксплуатация не выявила сверхнормативных отказов техники.

На основании вышеизложенного можно сделать заключение об успешно проведенном импортозамещении в данном виде продукции и рекомендовать продукцию ООО «ППК» к широкому использованию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Исаков Ю.Н., Сидоров А.А. Агрегаты наддува двигателей: в 2 ч. Ч. 1: Способы наддува дизелей, преобразование энергии в турбокомпрессорах. СПб., 2003. 83 с
- Никитин Д.А. Повышение ресурса дизелей совершенствованием узлов уплотнения при изготовлении и ремонте: автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.03 / Саратовский государственный аграрный университет им. Н.И. Вавилова. Саратов, 2013.
- Азаматов Р.А., Денисов А.С., Кулаков А.Т., Курдин П.Г. Восстановление деталей силового агрегата КамАЗ 740.11-240 (Евро-1). Набережные Челны, 2007. 307 с.
- Малаховецкий А.Ф. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей путем снижения их теплонапряженности: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.20.03. Саратов, 2005. 20 с.
- Nikitin D. A., Nikitin P. D., Turoverov C. A., Asoyan A. R. Influence of temperature and geometric parameters of elements in a turbocompressor seal assembly on its operability // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : 2019 International Conference on Digital Solutions for Automotive Industry, Roadway Maintenance and Traffic Control, DS ART 2019, Cholpon-Ata, 01 ноября 2019 г. BRISTOL: Institute of Physics Publishing, 2020. P. 012084. DOI 10.1088/1757-899X/832/1/012084.
- Goetze A.G. Piston Ring Manual, Burscheid, D-5093, 1989.
- Piston Ring Manual. Published by Goetze. ©2008 Federal_Mogul Burscheid GmbH
- Serdecki, W., Analysis of Relations Between the Compression Ring Characteristic Parameters., Journal of POLISH CIMAC // Energetic aspects. 2011. Vol. 6. No. 1.
- Serdecki, W., Krzymie Ё, P., Dependence of Piston Ring Parameters Determination Accuracy on the Method of Calculation // Journal of KONES. 2011. Vol. 18.

REFERENCES

- Isakov Yu.N., Sidorov A.A. Engine supercharging units: in 2 hours. Part 1: Methods of supercharging diesel engines, energy conversion in turbochargers. St. Petersburg, 2003. 83 p.
- Nikitin D.A. Increasing the service life of diesel engines by improving seal units during manufacture and repair: Ph.D. thesis. Saratov, 2013.
- Azamatov R.A., Denisov A.S., Kulakov A.T., Kurdin P.G. Restoration of parts of the KamAZ 740.11-240 (Euro-1) power unit. Naberezhnye Chelny, 2007. 307 p.
- Malakhovetsky A.F. Increasing the reliability of turbochargers of automobile and tractor engines by reducing their thermal stress: Ph.D. Thesis. Saratov, 2005. 20 p.
- Nikitin D. A., Nikitin P. D., Turoverov C. A., Asoyan A. R. Influence of temperature and geometric parameters of elements in a turbocompressor seal assembly on its operability. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: 2019 International Conference on Digital Solutions for Automotive Industry, Roadway Maintenance and Traffic Control, DS ART 2019, Cholpon-Ata, November 01, 2019. BRISTOL: Institute of Physics Publishing, 2020: 012084. DOI 10.1088/1757-899X/832/1/012084.
- Goetze A.G. Piston Ring Manual, Burscheid, D-5093, 1989.
- Piston Ring Manual. Published by Goetze. ©2008 Federal_Mogul Burscheid GmbH
- Serdecki, W., Analysis of Relations Between the Compression Ring Characteristic Parameters., Journal of POLISH CIMAC. Energetic aspects. 2011; 6; 1.
- Serdecki, W., Krzymie Ё, P., Dependence of Piston Ring Parameters Determination Accuracy on the Method of Calculation. Journal of KONES. 2011; 18.

Статья поступила в редакцию 8.11.2023; одобрена после рецензирования 29.11.2023; принята к публикации 1.12.2023.
The article was submitted 8.11.2023; approved after reviewing 29.11.2023; accepted for publication 1.12.2023.

