

# ИССЛЕДОВАНИЕ УРОВНЯ НАГРУЖЕННОСТИ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ТУРБОКОМПРЕССОРА С РАБОЧИМИ КОЛЕСАМИ ИЗ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

## STUDY OF LOAD LEVEL OF BEARING-OUTLET UNITS OF TURBOCHARGER WITH IMPELLERS FROM COMPOSITE MATERIALS

**В.М. ФОМИН**<sup>1</sup>, д.т.н.  
**В.Н. КАМИНСКИЙ**<sup>1</sup>, д.т.н.  
**Р.В. КАМИНСКИЙ**<sup>2</sup>, к.т.н.  
**А.Н. НЕТРУСОВ**<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Московский политехнический университет, Москва, Россия, mixalichDM@mail.ru, kamr@mail.ru, a.netrusov@mail.ru

<sup>2</sup> АО «ТУРБОКОМПЛЕКТ», Протвино, Россия, kamr1@mail.ru

**V.M. FOMIN**<sup>1</sup>, DSc in Engineering  
**V.N. KAMINSKY**<sup>1</sup>, DSc in Engineering  
**R.V. KAMINSKY**<sup>2</sup>, PhD in Engineering  
**A.N. NETRUSOV**<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia, mixalichDM@mail.ru, kamr@mail.ru, a.netrusov@mail.ru

<sup>2</sup> JSC Turbokomplekt, Protvino, Russia, kamr1@mail.ru

Описывается процедура расчетной оценки по снижению нагруженности подшипникового узла турбокомпрессора наддува автотракторных дизелей за счет использования композиционных материалов для рабочих колес ротора. Наиболее значимыми параметрами для проведения такой оценки являются: сила реакции в масляном слое подшипника, момент трения в масляном слое, относительные внутренний и внешний зазоры в подшипниках. В качестве основного расчетного инструмента данного исследования использовался пакет прикладных программ «Гибкий ротор», зарегистрированный в реестре прикладных программ для ЭВМ под № 2006611094. В исследовании были рассмотрены следующие варианты конструктивного выполнения роторов с сочетанием колес, изготовленных из различных материалов: 1) рабочие колеса из традиционных металлических материалов: колесо компрессора – из алюминиевого сплава, колесо турбины – из жаропрочного никелевого сплава (базовый вариант); 2) колесо компрессора – из композита, колесо турбины – из жаропрочного никелевого сплава; 3) колесо компрессора – из алюминиевого сплава и колесо турбины – из композита; 4) колесо компрессора и колесо турбины – из композитов. По данным оценочных исследований предложены наиболее рациональные варианты варьируемых сочетаний колес в составе конструкции ротора. В целом результаты проведенных расчетов показали, что снижение массово-инерционных характеристик ротора благодаря применению композиционных материалов с низкой плотностью приводит к уменьшению нагрузок на подшипники и сокращению потерь на трение до 3 раз. Установленное снижение моментов трения сокращает интенсивность диссипации механической энергии в подшипниках. Это положительно сказывается на энергетической эффективности турбокомпрессора и позволяет снизить температуру нагрева масла от трения.

**Ключевые слова:** турбокомпрессор, центробежный компрессор, турбина, рабочие колеса, композиционный материал, конечно-элементный анализ.

**Для цитирования:** Фомин В.М., Каминский В.Н., Каминский Р.В., Нетрусов А.Н. Исследование уровня нагруженности подшипниковых узлов турбокомпрессора с рабочими колесами из композиционных материалов // Тракторы и сельхозмашины. 2021. № 5. С. 46–54. DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-46-54

The procedure for the calculation of loading reduction of the bearing assembly of the automotive diesel engines turbocharger forced aspiration by using composite materials for the rotor impellers is described. The most significant parameters for such an assessment are the reaction force in the bearing oil layer, the frictional moment in the oil layer, and the relative internal and external clearances in the bearings. The software Flexible Rotor was used as the main computational tool of this study. This software is registered in the register of applied programs for computers No. 2006611094. The study considered the following design options for rotors with a combination of wheels made of different materials: 1) impellers made of traditional metal materials – compressor wheel made of aluminum alloy, turbine wheel made of heat-resistant nickel alloy (basic version); 2) compressor wheel made of composite, turbine wheel made of heat-resistant nickel alloy; 3) aluminum alloy compressor wheel and composite turbine wheel; 4) a compressor wheel and a turbine wheel made of composites. According to the evaluation studies, the most rational options for variable wheel combinations in the rotor design are proposed. In general, the results of the calculations showed that a decrease in the mass-inertial characteristics of the rotor due to the use of composite materials with a low density leads to a decrease in bearing loads and a reduction in friction losses by up to 3 times. The established reduction of the friction torques reduces the intensity of the dissipation of mechanical energy in the bearings. This has a positive effect on the energy efficiency of the turbocharger and reduces the temperature of oil heating from friction.

**Keywords:** turbocharger, centrifugal compressor, turbine, impellers, composite material, finite element analysis.

**Cite as:** Fomin V.M., Kaminsky V.N., Kaminsky R.V., Netrusov A.N. Study of load level of bearing-outlet units of turbocharger with impellers from composite materials. Traktory i sel'khoz mashiny. 2021. No 5, pp. 46–54 (in Russ.). DOI: 10.31992/0321-4443-2021-5-46-54

## Введение

В настоящее время основным требованием к большинству типов турбокомпрессоров (ТК) автотракторных двигателей является совершенствование уровня эксплуатационных качеств, в первую очередь, повышение ресурсных характеристик и надежности [1, 2], а также снижение инерционности ротора ТК, повышение допустимой частоты вращения. Одним из решений в направлении достижения требуемых качеств является применение композиционных материалов (КМ) для элементов конструкции ротора ТК. Следует отметить, что в последнее время в отечественной [3–6] и зарубежной [7, 8] исследовательской практике появился ряд работ по поиску подобного решения, в общем виде показывающих его потенциальные возможности.

При этом на данный момент отсутствуют работы, направленные на оценку нагруженности подшипникового узла при использовании композитов в элементах ротора ТК, что является одним из факторов, сдерживающих практическую реализацию применения рабочих колес турбины и компрессора из композитов.

Таким образом, дальнейшее развитие исследований по изучению уровня нагруженности подшипникового узла ротора с элементами конструкции из композита является одним из актуальных направлений в области создания высокоэффективных ТК для автотракторных двигателей.

Наиболее значимыми параметрами для проведения такой оценки являются: сила реакции в масляном слое подшипника, момент трения ротора о масляный слой, внутренний и внешний зазоры в подшипнике. Сила реакции адекватна усилиям, которые передаются от вращающихся масс ротора на корпус ТК в процессе работы. Момент трения характеризует уровень диссипации механической энергии в подшипниковом узле, а также отвечает за нагрев масла.

До настоящего времени остается недостаточно полно изученным вопрос о влиянии конструктивных зазоров подшипника на уровень его эксплуатационной надежности. Актуальной является оценка того, какой вклад в общее состояние подшипника вносит этот случайный фактор.

## Цели и задачи исследований

Целью исследования является оценка снижения уровня нагруженности подшипниковых узлов ротора вследствие применения композиционных материалов для изготовления его рабочих колес.

Для достижения этой цели были поставлены следующие задачи:

1) провести расчет параметров нагруженности подшипниковых узлов при различных сочетаниях материалов, используемых для изготовления рабочих колес в составе ротора. Для этого в исследовании были рассмотрены 4 варианта конструкционного выполнения ротора (табл. 1);

2) провести расчетно-аналитическое исследование по оценке значений моментов трения в подшипниках для роторов с рабочими колесами, выполненными из композиционных и традиционных материалов;

3) оценить влияние зазоров подшипника и эксцентриситетов на уровень нагруженности при максимальной частоте вращения ротора;

4) провести сравнительный анализ полученных результатов.

## Материалы и методы

В качестве реального объекта исследования был взят ротор ТК отечественного производства типа ТКР-130 (рис. 1), который серийно производится в Научно производственном объединении «Турботехника» [9].

В качестве основного расчетного инструмента исследования использовался пакет прикладных программ «Гибкий ротор», заре-

Таблица 1

### Принятые при исследовании варианты конструкции ротора ТК

Table 1. The variants of the TC rotor design adopted in the study

Варианты конструкции ротора	Материал колеса компрессора	Материал колеса турбины	Материал вала
1	Алюминиевый сплав	Жаропрочный никелевый сплав	Легированная сталь
2	Композиционный материал	Жаропрочный никелевый сплав	Легированная сталь
3	Алюминиевый сплав	Композиционный материал	Легированная сталь
4	Композиционный материал	Композиционный материал	Легированная сталь

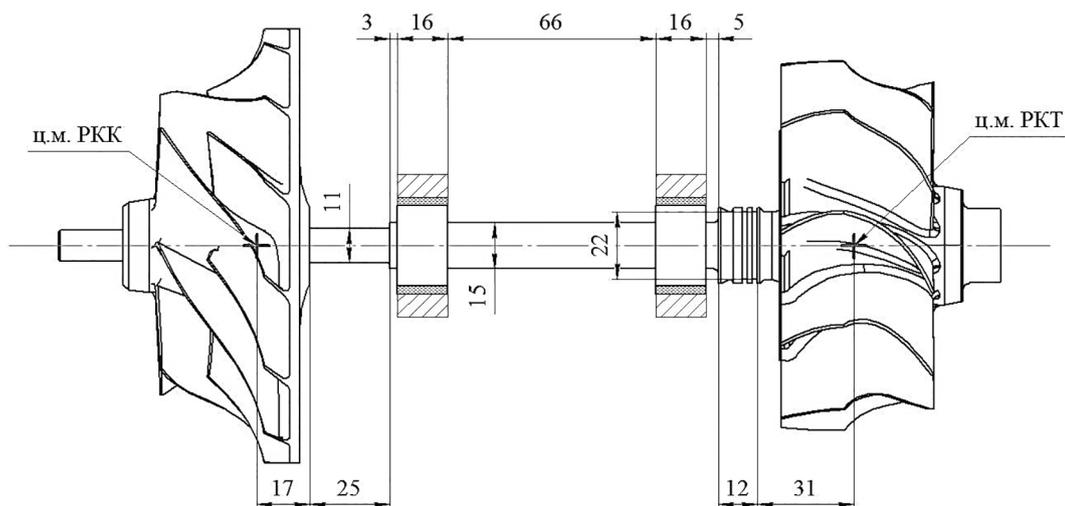


Рис. 1. Ротор турбокомпрессора типа ТКР-130

Fig. 1. Rotor of a turbocharger of TKR-130 type

гистрированный в реестре прикладных программ для ЭВМ под № 2006611094. Алгоритм расчетов в данной программе подробно описан в работе [10]. Данная программа позволяет получить связанное решение задачи роторной динамики и задачи вязкого трения в подшипнике скольжения.

#### Структура математической модели

Для описания состояния ротора программа использует модель, содержащую уравнения движения колес, цапф и втулок подшипника, что позволяет осуществить переход от реальной конструкции к дискретной модели с конечным числом степеней свободы (рис. 2).

Элементы ротора в этом случае интерпретируются как точечные массы с соответствующими тензорами моментов инерции. Модель содержит всего 6 таких точечных масс, продольная координата которых совпадает с центром массы (ц.м.) крыльчаток компрессора, турбины (рис. 1). Подшипниковый узел разделен на массу, связанную с валом ротора, – цапфу, и массу втулки, вращающейся в масляном слое. Упругая связь между компонентами, находящимися на валу ротора, характеризуется матрицами податливости. Эти матрицы определены путем приложения единичных сил и изгибающих моментов к конечно-элементной модели ротора в местах центров масс рабочих колес. Знаки силовых воздействий приняты положительными.

Уравновешивание силовых факторов, возникающих при движении ротора происхо-

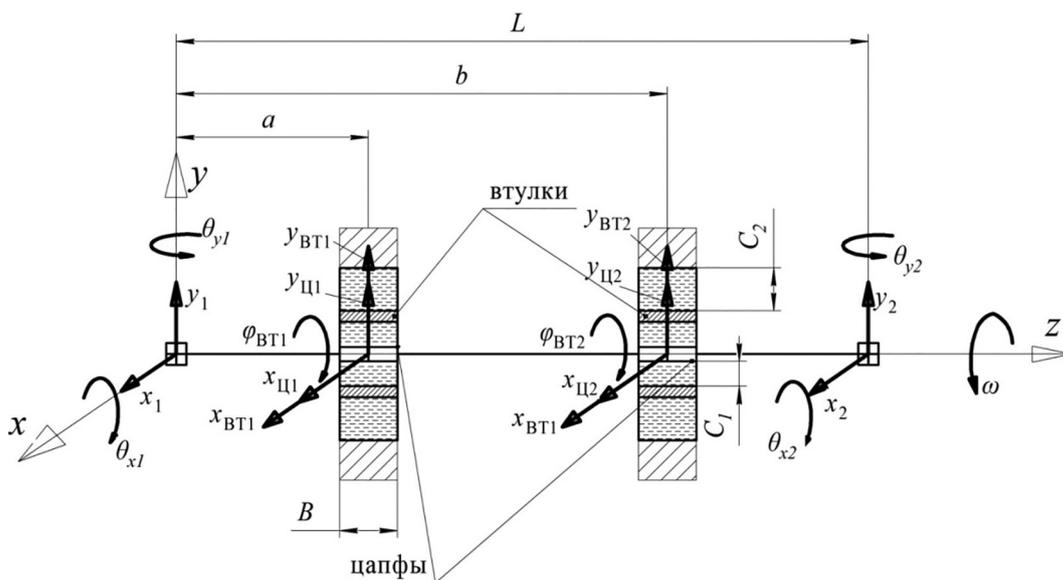
дит силами масляных слоев в подшипнике. При этом в них возникает внутреннее давление, структура эпюр которого может быть описана уравнением Рейнольдса для масляной пленки. По полученным эпюрам давлений в смазочных слоях путем интегрирования вычислялись суммарные реакции по поверхности подшипника.

Результирующая реакция определялась как геометрическая сумма проекций реакций на соответствующие оси. Реакции в данном исследовании рассматриваются для внешнего смазочного слоя втулки. Силы внутреннего и внешнего масляного слоя для одной втулки имеют практически одинаковые значения, однако реакция на внешнем слое незначительно выше из-за дополнительных инерционных сил, связанных с массой втулки. По полученным данным вычислялся момент трения смазочного слоя.

Таким образом, была получена система уравнений, решение которой в программе «Гибкий ротор» производится методом Рунге – Кутты с поправкой Мерсона.

#### Исходные данные для анализа динамики ротора и определения нагруженности подшипников

Исходные данные для расчетов нагруженности подшипников ротора с рабочими колесами, выполненными из композиционных и традиционных материалов, были установлены по данным предварительного расчета и представлены в табл. 2 и 3.



**Рис. 2. Расчетная схема дискретной модели ротора ТК типа ТКР-130:**

$x, y, z$  – базовая система координат; номера колес  $j$ :  $j \rightarrow 1$  – номер колеса компрессора,  $j \rightarrow 2$  – номер колеса турбины;  $x_j, y_j, \theta_{xj}, \theta_{yj}$  – перемещения и углы поворота колес в базовой системе координат;  $\omega$  – частота вращения ротора;  $x_{Цj}, y_{Цj}$  – перемещения цапф в базовой системе координат;  $x_{ВТj}, y_{ВТj}$  – перемещения втулок подшипников в базовой системе координат;  $\varphi_{ВТj}$  – угловая координата втулок;  $C_1$  и  $C_2$  – внутренний радиальный зазор подшипника (между втулкой и валом) и внешний радиальный зазор между втулкой и корпусом

*Fig. 2. Calculation diagram of the discrete model of the TK rotor of the TKR-130 type:  $x, y, z$  – base coordinate system; wheel numbers  $j$ :  $j \rightarrow 1$  – compressor wheel number,  $j \rightarrow 2$  – turbine wheel number;  $x_j, y_j, \theta_{xj}, \theta_{yj}$  – displacements and angles of rotation of wheels in the base coordinate system;  $\omega$  – rotational rate of rotor;  $x_{Цj}, y_{Цj}$  – displacement of the trunnions in the base coordinate system;  $x_{ВТj}, y_{ВТj}$  – displacement of bearing bushings in the basic coordinate system;  $\varphi_{ВТj}$  – angular coordinate of bushings;  $C_1$  and  $C_2$  – internal radial bearing clearance (between sleeve and shaft) and outer radial clearance between sleeve and housing*

Таблица 2

**Исходные данные для элементов ротора**

Table 2. Initial data for rotor elements

Применяемые материалы	Наименование величины	Значение		
Алюминиевый сплав ZL105A	Масса колеса компрессора, г	477		
	Моменты инерции колеса компрессора относительно координатных осей $x, y, z$ , кг·мм <sup>2</sup>	415	415	639
	Эксцентриситет колеса компрессора (при дисбалансе 1,4 г·мм), мкм	0,29		
Жаропрочный никелевый сплав ИНКО 718	Масса колеса турбины, г	1543		
	Моменты инерции колеса турбины относительно координатных осей $x, y, z$ , кг·мм <sup>2</sup>	1014	1014	1090
	Эксцентриситет колеса турбины (при дисбалансе 1 г·мм), мкм	0,65		
Легированная сталь	Масса вала ротора, г	277		
Композиционный материал Torlon 7130	Масса колеса компрессора, г	261		
	Моменты инерции колеса компрессора относительно координатных осей $x, y, z$ , кг·мм <sup>2</sup>	227	227	350
	Эксцентриситет колеса компрессора (при дисбалансе 1,4 г·мм), мкм	5,34		
C-SiC композиционный материал	Масса колеса турбины, г	449		
	Момент инерции колеса турбины относительно координатных осей $x, y, z$ , кг·мм <sup>2</sup>	296	296	318
	Эксцентриситет колеса турбины (при дисбалансе 1 г·мм), мкм	2,27		

Исходные данные по подшипниковому узлу  
Table 3. Initial data on the bearing assembly

Наименование величины	Значение
Масса плавающей втулки подшипника, г	26
Полярный момент инерции втулки, кг·мм <sup>2</sup>	2,29
Масса цапфы со стороны компрессора, г	133
Масса цапфы со стороны турбины, г	108
Внутренний диаметр втулки, мм	15,04
Внутренний радиальный зазор подшипника (между втулкой и валом), мкм	22±2
Внешний диаметр втулки, мм	22,20
Ширина подшипника (смазочного слоя), мм	16
Внешний радиальный зазор подшипника (между втулкой и корпусом), мкм	78±8
Динамическая вязкость смазочного слоя, Па·с	0,0125
Эксцентриситеты массы цапф, мкм	0

Изгибная жесткость ротора описывается матрицами податливости. Они были определены при помощи балочной конечно-элементной модели ротора. При этом модель при расчетах была закреплена в местах установки подшипников.

### Результаты и обсуждение

Для проведения исследования с различным сочетанием рабочих колес в составе ротора ТК в качестве значений зазоров были приняты номинальные значения.

Для построения зависимостей параметров от частоты вращения ротора использовались 5 точек, соответствующих частотам вращения 269, 538, 808, 1078, 1347 с<sup>-1</sup>. Для конструкции ротора, принятой в варианте 4, были дополнительно проведены расчеты на частотах 500, 540, 600, 716, 875 с<sup>-1</sup>. Это было выполнено для уточнения характера поведения зависимостей параметров в зоне резонанса.

Результаты расчета сил реакций хорошо согласуются с теоретическими положениями о том, что нагрузка на подшипники пропорциональна массово-инерционным характеристикам элементов ротора. При этом с ростом частоты вращения отличия в нагрузке между различными вариантами конструкции колес возрастает.

В целом данные проведенных расчетов (рис. 3) показали, что на максимальной рабочей частоте ротора снижение его массово-инерционных характеристик на 10–60 % за счет применения композиционных материалов приводит к уменьшению нагрузок на подшипники до 3 раз. При расширении диапазона частоты вращения это значение возрастет.

Необходимо также отметить, что наименьшие значения нагрузок подшипников возникают не при наиболее легкой конфигурации ротора (вариант 4), а в случае, когда массы колес турбины и компрессора практически одинаковы (вариант 3). Из этого следует, что для уменьшения нагрузок на подшипники, кроме уменьшения массы элементов ротора требуется правильное расположение крыльчаток на валу. Уравнивание нагруженности может быть также частично достигнуто путем изменения расстояния от центров масс колес до подшипников.

Стоит отметить особенность поведения кривых для варианта 4 в окрестностях точки 570 с<sup>-1</sup>. Данная частота близка к частоте свободных колебаний незакрепленного ротора. Предположительно, «горб» на рис. 3 обусловлен совпадением собственной частоты с частотой воздействия сил, связанных с дисбалансами. На это указывают также дополнительные расчеты, проведенные при условии отсутствия дисбаланса. В этом случае данная особенность не наблюдается.

При анализе моментов трения принимались максимальные значения в рамках одного подшипникового узла, так как значения моментов трения во внешнем и внутреннем слоях для одного подшипника отличаются менее чем на 5 %.

График моментов трения в подшипниках (рис. 4) идентичен графику реакций, за одним исключением того, что кривая, соответствующая варианту 2, лежит выше кривой, характеризующей моменты в базовом варианте 1. Это объясняется высокой разницей массово-инер-

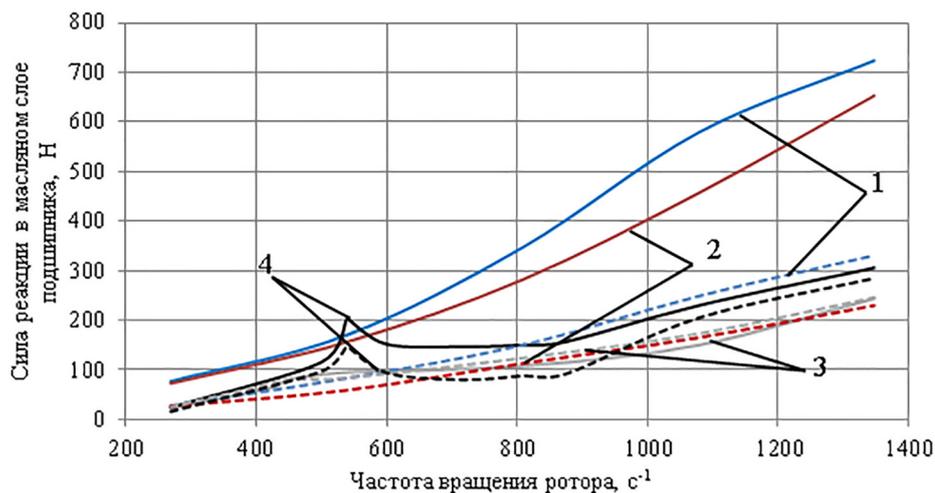


Рис. 3. Сила реакции в подшипниках в зависимости от частоты вращения для исследуемых четырех вариантов конструкции ротора. Сплошными линиями показаны характеристики турбинного подшипника, а штриховыми линиями – компрессорного (1, 2, 3, 4 – варианты конструкции ротора)

Fig. 3. The reaction force in the bearings as a function of the rotational speed for the investigated four variants of the rotor design. The solid lines show the characteristics of the turbine bearing, and the dashed lines show the characteristics of the compressor (1, 2, 3, 4 – rotor design options)

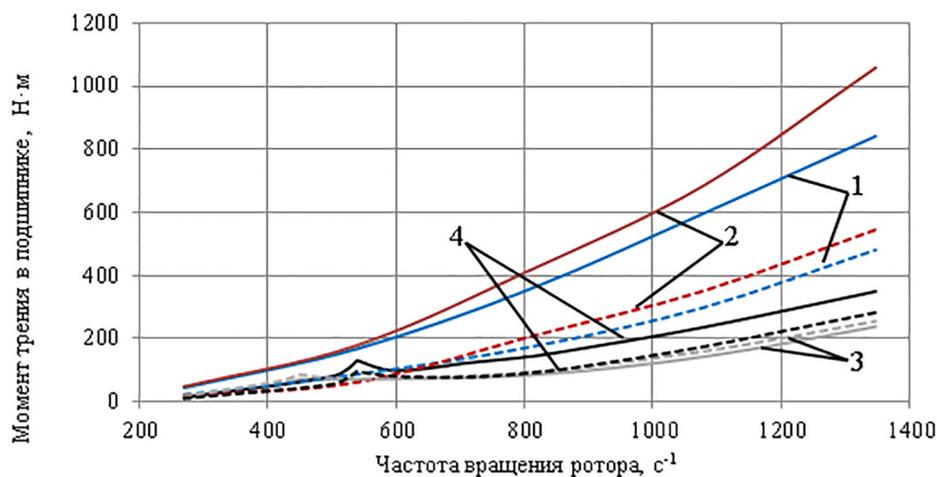


Рис. 4. Момент трения в подшипнике в зависимости от частоты вращения для исследуемых четырех вариантов конструкции ротора. Сплошными линиями показаны характеристики турбинного подшипника, а штриховыми линиями – компрессорного

Fig. 4. Frictional moment in the bearing depending on the rotational speed for the investigated four variants of the rotor design. The solid lines show the characteristics of the turbine bearing, and the dashed lines of the compressor

ционных характеристик крыльчаток компрессора и турбины.

Наиболее удачным вариантом – с точки зрения уменьшения потерь на трение в подшипнике – является ротор, конструкция которого соответствует варианту 3.

Для проведения исследования с различным сочетанием рабочих колес в составе ротора ТК в качестве значений зазоров в подшипниках были приняты номинальные значения. При ис-

следовании зазоров важно оценить уровень их относительных значений. Относительные зазоры в подшипнике – это отношения перемещений точек подшипника к номинальным значениям зазоров между втулкой и валом (внутренний зазор), а также втулкой и корпусом (внешний зазор). По их значениям устанавливают, какая часть конструктивных зазоров в подшипнике выбирается при определенной частоте вращения ротора. При относительных

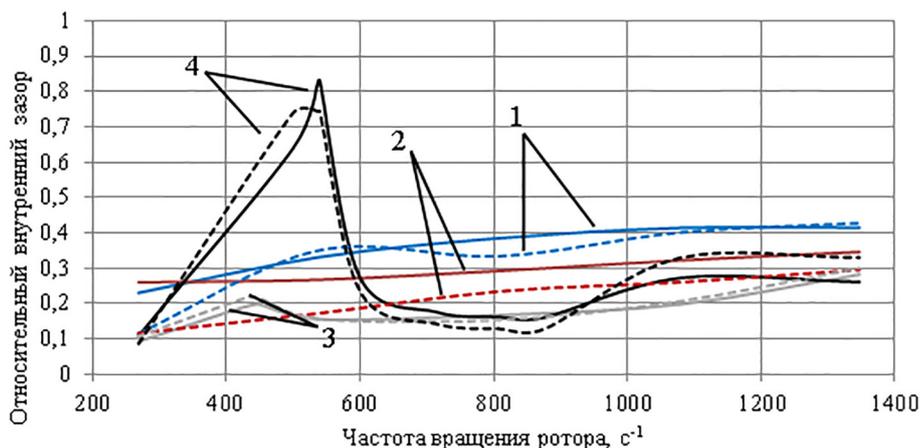
зазорах, близких к единице, наступает режим «сухого» трения в подшипнике, что приводит к его разрушению.

Применение крыльчаток из композиционных материалов снижает значения относительных зазоров при всех сочетаниях рабочих колес в составе конструкции ротора (рис. 5 и 6).

Наиболее эффективным в этом случае является вариант 2. Для этого варианта в конструкции ротора обеспечивается максимальный внешний зазор, при этом сохраняется внутренний зазор на том же уровне, что и в базовом варианте 1.

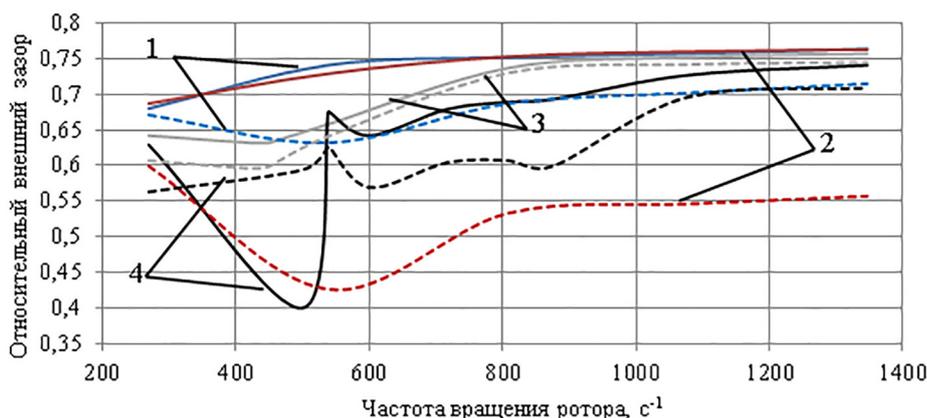
Стоит отметить, что данный параметр имеет ярко выраженную нелинейную зависимость от нагрузки (от частоты вращения). В общем виде он может служить критерием работоспособности ТК на текущей частоте вращения ротора.

Проведенный расчет ротора со стандартными рабочими колесами (базовый вариант 1) показал, что наличие дисбалансов колес в значительной степени определяет уровень нагруженности подшипника. Наиболее характерно это выражено в результатах расчета моментов трения в подшипниках.



**Рис. 5. Относительный внутренний зазор в подшипниках (мкм) в зависимости от частоты вращения для исследуемых четырех вариантов конструкции ротора. Сплошными линиями показаны характеристики турбинного подшипника, а штриховыми линиями – компрессорного**

*Fig. 5. Relative internal clearance in bearings ( $\mu\text{m}$ ) as a function of rotational speed for the four variants of the rotor design. The solid lines show the characteristics of the turbine bearing, and the dashed lines of the compressor*



**Рис. 6. Относительный внешний зазор в подшипнике (мкм) в зависимости от частоты вращения для исследуемых четырех вариантов конструкции ротора. Сплошными линиями показаны характеристики турбинного подшипника, а штриховыми линиями – компрессорного**

*Fig. 6. Relative external clearance in the bearing ( $\mu\text{m}$ ) depending on the rotational speed for the investigated four variants of the rotor design. The solid lines show the characteristics of the turbine bearing, and the dashed lines of the compressor*

Наличие дисбалансов приводит к противоположным выводам о наиболее выгодной конфигурации зазоров в подшипнике с точки зрения его нагруженности. С одной стороны, при отсутствии дисбалансов наиболее удачным сочетанием зазоров является: внутренний зазор в подшипнике  $C_1 = 20$  мкм, внешний зазор  $C_2 = 86$  мкм. Однако при условии наличия дисбалансов, равных максимально допустимым значениям, эти же зазоры будут вызывать наиболее высокие нагрузки в подшипниках. Компромиссным вариантом, особенно в условиях тенденции снижения допустимого уровня, может стать сочетание зазоров  $C_1 = 24$  мкм и  $C_2 = 70$  мкм.

В целом для определения наиболее целесообразной конфигурации зазоров должна быть решена задача оптимизации в пространстве переменных – зазоров и базовых размеров подшипника. В настоящее время эта задача является трудно выполнимой из-за отсутствия правильного понимания, что должно быть целевой функцией.

## Выводы

Исследование по оценке возможности снижения нагруженности подшипникового узла за счет применения композиционных материалов в элементах конструкции турбокомпрессора показало, что использование подобных материалов позволяет уменьшить инерционные нагрузки и снизить моменты трения подшипника до 3 раз. Снижение моментов трения сокращает интенсивность диссипации механической энергии в подшипниках. Это положительно сказывается на энергетической эффективности турбокомпрессора и позволяет снизить температуру нагрева масла от трения. Уменьшение нагруженности подшипникового узла дает возможность использовать вал ротора с меньшим диаметром, что дополнительно позволяет уменьшить потери на трение, металлоемкость и инерционность конструкции ротора.

## Литература

1. Малаховецкий А.Ф. Повышение надежности турбокомпрессоров автотракторных двигателей путем снижения их теплонапряженности: дис. ... канд. техн. наук. Саратов, 2005. 141 с.
2. Щербицкая Т.В. Повышение параметрической надежности работы турбокомпрессоров тепловозных дизелей в эксплуатации: дис. ... канд. техн. наук. Самара, 2002. 148 с.

3. Нетрусов А.Н., Фомин В.М. Сравнительный анализ характеристик ротора турбокомпрессора из композиционных и традиционных материалов // Научноград. 2017. № 2 (12). С. 66–73.
4. Фомин В.М., Нетрусов А.Н. Композиционные материалы для рабочих колес турбокомпрессоров автотракторных двигателей // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 8. С. 28–36.
5. Фомин В.М., Нетрусов А.Н. Оптимизация армирующего слоя компрессорного колеса из композиционного материала турбокомпрессора дизеля // Тракторы и сельхозмашины. 2018. № 2. С. 47–53.
6. Fomin V.M., Apelinskiy D.V. and Netrusov A.N. Study of the optimal reinforcing structure of the compressor wheel from composition material of the transport turbocharged engine // IOP Conf. Series: materials Science and Engineering. 2019. Vol. 534. Number 1. 012031. DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012031
7. Генка Д. Динамически нагруженные радиальные подшипники скольжения. Расчет методом конечных элементов // Тр. америк. общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки. 1984. № 4. С. 10–21.
8. Генка Д. Аналитические аппроксимации параметров решения задачи о динамически нагруженном радиальном подшипнике скольжения // Тр. америк. общества инженеров-механиков. Проблемы трения и смазки. 1984. № 4. С. 1–9.
9. Каминский В.Н. Жизнь с турбонаддувом. Тридцать лет турботехнике. М.: Издательский дом «Научная библиотека», 2019. 336 с.
10. Тараненко П.А. Динамика ротора турбокомпрессора на подшипниках скольжения с плавающими втулками: дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 2011. 172 с.

## References

1. Malakhovetskiy A.F. Povysheniye nadezhnosti turbokompressorov avtotraktornykh dvigateley putem snizhe-niya ikh teplonapryazhennosti: dis. kand. tekhn. nauk [Improving the reliability of turbocompressors of automotive engines by reducing their thermal stress: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Saratov, 2005. 141 p.
2. Shcherbitskaya T.V. Povysheniye parametricheskoy nadezhnosti raboty turbokompressorov teplovoznykh dizeley v ekspluatatsii: dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving the parametric reliability of the turbochargers of diesel locomotives in operation: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Samara, 2002. 148 p.
3. Netrusov A.N., Fomin V.M. Comparative analysis of the characteristics of a turbocharger rotor made

- of composite and traditional materials. Naukograd. 2017. No 2 (12), pp. 66–73 (in Russ.).
4. Fomin V.M., Netrusov A.N. Composite materials for impellers of turbochargers of automotive engines. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2017. No 8, pp. 28–36 (in Russ.).
  5. Fomin V.M., Netrusov A.N. Optimization of the reinforcing layer of a compressor wheel made of a composite material of a diesel turbocharger. *Traktory i sel'khoz mashiny*, 2018. No 2, pp. 47–53 (in Russ.).
  6. Fomin V.M., Apelinskiy D.V. and Netrusov A.N. Study of the optimal reinforcing structure of the compressor wheel from composition material of the transport turbocharged engine // *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 534. Number 1. 012031. DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012031
  7. Genka D. Dynamically loaded radial plain bearings. Finite element analysis. *Tr. amerik. obshchestva inzhenerov mekhanikov. Problemy treniya i smazki*. 1984. No 4, pp. 10–21 (in Russ.).
  8. Genka D. Analytical approximations of the parameters for solving the problem of a dynamically loaded radial plain bearing. *Tr. amerik. obshchestva inzhenerov mekhanikov. Problemy treniya i smazki*. 1984. No 4, pp. 1–9 (in Russ.).
  9. Kaminskiy V.N. *Zhizn' s turbonadduvom. Tridtsat' let Turbotekhnike* [Turbocharged life. Thirty years of turbotechnics]. Moscow: Izdatel'skiy dom "Nauchnaya biblioteka" Publ., 2019. 336 p.
  10. Taranenko P.A. *Dinamika rotora turbokompressora na podshipnikakh skol'zheniya s plavayushchimi vtulkami: diss. ... kand. tekhn. nauk* [Dynamics of a turbocharger rotor on plain bearings with floating bushings: Dissertation for Degree of PhD in Engineering]. Chelyabinsk, 2011. 172 p.