

Вестник Евразийской науки / The Eurasian Scientific Journal <https://esj.today>

2021, №5, Том 13 / 2021, No 5, Vol 13 <https://esj.today/issue-5-2021.html>

URL статьи: <https://esj.today/PDF/37SAVN521.pdf>

**Ссылка для цитирования этой статьи:**

Катков, Д. С. Анализ факторов, влияющих на ресурс трибосопряжений газоперекачивающих агрегатов / Д. С. Катков, О. В. Наумова, Е. В. Спиридонова, К. А. Елманов // Вестник евразийской науки. — 2021. — Т. 13. — № 5. — URL: <https://esj.today/PDF/37SAVN521.pdf>

**For citation:**

Katkov D.S., Naumova O.V., Spiridonova E.V., Elmanov K.A. Analysis of factors affecting the resource of tribo-couplings of gas-pumping units. *The Eurasian Scientific Journal*, 13(5): 37SAVN521. Available at: <https://esj.today/PDF/37SAVN521.pdf>. (In Russ., abstract in Eng.).

**УДК 62.25:62-251**

**Катков Данила Сергеевич**

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.», Саратов, Россия  
Доцент  
Кандидат технических наук, доцент  
E-mail: syberberg@yandex.ru  
РИНЦ: [https://www.elibrary.ru/author\\_profile.asp?id=674883](https://www.elibrary.ru/author_profile.asp?id=674883)

**Наумова Ольга Валерьевна**

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.», Саратов, Россия  
Доцент  
Кандидат технических наук, доцент  
E-mail: uunaumov@mail.ru  
РИНЦ: [https://www.elibrary.ru/author\\_profile.asp?id=393383](https://www.elibrary.ru/author_profile.asp?id=393383)

**Спиридонова Елена Владимировна**

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный аграрный университет имени Н.И. Вавилова», Саратов, Россия  
Доцент  
Кандидат технических наук, доцент  
E-mail: spiritlena77@yahoo.com  
РИНЦ: [https://www.elibrary.ru/author\\_profile.asp?id=713953](https://www.elibrary.ru/author_profile.asp?id=713953)

**Елманов Кирилл Алексеевич**

ФГБОУ ВО «Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.», Саратов, Россия  
Студент  
E-mail: Elmanov.k2000@gmail.com

## **Анализ факторов, влияющих на ресурс трибосопряжений газоперекачивающих агрегатов**

**Аннотация.** Общая протяженность газотранспортной системы на территории Российской Федерации составляет 170,7 тыс. км. В транспортировке газа используются 250 компрессорных станций, на которых установлено 3825 газоперекачивающих агрегатов. Однако несмотря на ряд мероприятий по обеспечению безаварийной работы компрессорных станций, вопрос надежного функционирования газоперекачивающих агрегатов по-прежнему является нерешенным.

В данной статье надежность газоперекачивающих агрегатов рассмотрена авторами с позиций системного анализа. Рассмотрены основные системы и сборочные единицы газоперекачивающих агрегатов. Выявлены основные узлы, оказывающие влияние на

надежность системы, приведена статистика их повреждений. Определены ресурсолимитирующие узлы, такие как подшипники скольжения и торцевые уплотнения.

Рассмотрены нагрузки, воздействующие на ресурсолимитирующие узлы газоперекачивающих агрегатов, приведены формулы для их расчета. Таковыми нагрузками, действующими в режиме эксплуатации на пару трения подшипников вкладыш-вал определены силы трения скольжения, а также динамические нагрузки вероятностного характера. При оценке действующих на пару трения нагрузок учтено влияние временного фактора, а конкретно различные периоды эксплуатации пары трения.

Обосновано применение современных триботехнических методов, направленных на снижение начального износа и интенсивности изнашивания деталей сопряжения в условиях эксплуатации, увеличение ресурса.

Рассмотрение газоперекачивающего агрегата как сложной трибомеханической системы с рядом входных и выходных параметров, и сделанные на основании этого выводы дали возможность изложить предпосылки создания наиболее достоверной модели газоперекачивающего агрегата, которая в перспективе позволит прогнозировать его ресурс, а также учесть влияние предлагаемых триботехнических методов на его увеличение.

**Ключевые слова:** газоперекачивающий агрегат; трибосопряжение; подшипник скольжения; торцевое уплотнение; сила трения скольжения; динамическая нагрузка; ресурс

Общая протяженность газотранспортной системы на территории Российской Федерации составляет 170,7 тыс. км. В транспортировке газа используются 250 компрессорных станций, на которых установлено 3825 газоперекачивающих агрегатов (ГПА) [1].

На устранение большого количества аварийных ситуаций на компрессорных станциях газотранспортные компании тратят значительные ресурсы, поэтому вопрос обеспечения надежности функционирования газоперекачивающих агрегатов (ГПА) на сегодняшний день является весьма актуальным.

Схожая проблема обеспечения надежности магистральных насосных станций наблюдается сегодня и в нефтяной отрасли и рассмотрена авторами ранее [2–5].

Также решению проблемы надежности трибосопряжений посвящен ряд работ выдающихся отечественных и зарубежных ученых [6–14].

В последние годы вопросам обеспечения надежности и увеличения ресурса ГПА посвящен ряд работ, характеризующихся различными научными подходами [15–18].

В то же время в условиях сложившейся системы технического обслуживания и ремонта обеспечение надежного функционирования ГПА по-прежнему является вопросом частично решенным.

С позиций системного анализа надежности функционирования магистрального газопровода в его составе можно выделить две укрупнённые структурные единицы: линейную часть и компрессорные станции.

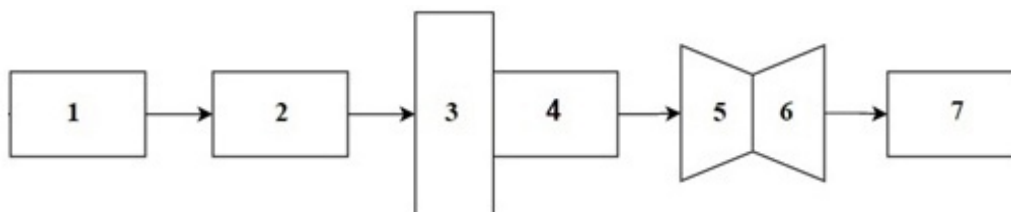
В вопросах обеспечения надежности линейной части следует отталкиваться от состояния материала труб и сварных стыков (обусловленного соблюдением технологии изготовления, транспортировки, строительства, эксплуатации), их целостности (наличия-отсутствия, глубины коррозионных и абразивных поражений внутренней и наружной стенок) и несущей способности, состояния средств пассивной и активной защиты от коррозии, а также почвенно-климатических и геологических условий района прокладки.

Бесперебойная работа компрессорных станций обеспечивает безопасное и надежное функционирование всей линейной части магистрального газопровода. При выходе ГПА из строя происходит полная остановка компрессорной станции.

В свою очередь при анализе надежности функционирования ГПА в его составе можно выделить несколько обобщенных групп объектов и систем:

1. Энергомеханическое оборудование: центробежный нагнетатель природного газа; газотурбинная установка; система управления сухими газодинамическими уплотнениями; системы подачи и подготовки разделительного и буферного газа; система маслообеспечения; система подготовки и подачи приборного воздуха; система подготовки и подачи топливного газа; выхлопная система; система охлаждения турбоблока и др.
2. Электрооборудование и автоматика: комплексная система автоматического управления (КСАУ); комплексное воздухоочистительное устройство (КБОУ) с противообледенительной системой; система пожаротушения ГПА; линии электропередачи, электрические аппараты (рубильники и переключатели, выключатели автоматические, пускатели магнитные и др.); устройства молниезащиты оборудования и др.
3. Технологические и вспомогательные газопроводы.
4. Инженерные сооружения и коммуникации: система промывки осевого компрессора; аварийная, вытяжная и приточная вентиляция; система освещения; блок воздушного обогрева укрытия ГПА и др.

Рассмотрим основные сборочные единицы ГПА (рис. 1).



**Рисунок 1.** Основные системы и сборочные единицы ГПА (разработано авторами)

1. Пусковое устройство (турбодетандер, воздушный или электрический стартер) необходимо для первоначального раскручивания осевого компрессора (ОК) и турбины высокого давления (ТВД) в момент пуска ГПА.
2. Осевой компрессор предназначен для подачи необходимого количества воздуха в камеру сгорания газотурбинной установки.
3. Регенератор (воздухоподогреватель) представляет собой теплообменный аппарат для повышения температуры воздуха, поступающего после ОК в камеру сгорания (КС), и тем самым снижения расхода топливного газа по агрегату.
4. Камера сгорания предназначена для сжигания топливного газа в потоке воздуха и получения продуктов сгорания с расчетными параметрами (давление, температура) на входе в ТВД.
5. Турбина высокого давления служит приводом осевого компрессора и находится с ним на одном валу.
6. Турбина низкого давления (ТНД) служит для привода центробежного нагнетателя.

7. Нагнетатель природного газа представляет собой центробежный газовый компрессор без наличия промежуточного охлаждения и предназначен для компримирования природного газа.

Кроме того, каждый ГПА снабжен системой регулирования основных параметров агрегата, системами агрегатной автоматики, автоматического пожаротушения, обнаружения загазованности помещения и др.

Статистика отказов (табл. 1) показывает, что наиболее уязвимыми являются подшипники скольжения, рабочие лопатки и диски турбин, система гидродинамической смазки и торцевые уплотнения. На долю их отказов приходится более 73 % выходов из строя ГПА.

**Таблица 1**

**Статистика повреждений основных узлов ГПА**

Поврежденный узел	Доля повреждений, %
Подшипники	19,5
Рабочие лопатки и диски турбины	16,1
Маслонасосы	13,2
Маслопроводы	12,67
Торцевые уплотнения	11,7
Лопасты центробежного насоса	5,85
Фильтрующие элементы	5,36
Направляющие лопатки турбины	4,52
Секции фреонного воздушного охлаждения	4,4
Рабочие лопатки компрессора	3,9
Направляющие лопатки компрессора	1,46
Камера сгорания	1,46

*Составлено авторами*

Такие факторы, как режим эксплуатации, качество фильтрации перекачиваемого продукта, качество смазочных материалов, периодичность и качество технического обслуживания, оказывают существенное влияние на ресурс всего агрегата.

Из-за попадания в рабочую среду подшипника абразивных частиц, появляются царапины на поверхности пары трения, что влечет за собой повышение вибрационных нагрузок и как следствие усталостное разрушение металла. А нарушение гидродинамического режима смазки и низкое качество смазочного материала усугубляют процесс изнашивания, который приобретает граничный режим.

Средняя наработка нагнетателя до выхода из строя торцевых уплотнений составляет около 1000 ч. при установленном ресурсе в 8000 ч., что показывает актуальность проблемы на сегодняшний день.

В теории надежности существуют такие понятия как работоспособность и отказ оборудования.

Работоспособность — это состояние объекта, при котором он способен выполнять определенные функции, сохраняя значения параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией.

Отказ представляет собой нарушение работоспособности объекта, при котором система или элемент перестает выполнять целиком или частично свои функции, иначе сбой в работе устройства, системы, органа.

В случае выхода из строя подшипника скольжения, либо торцевого уплотнения сохранение даже частично работоспособного состояния не представляется возможным, а следовательно произойдет отказ всей системы.

Таким образом, состояние перечисленных выше узлов для оценки работоспособности ГПА является определяющим. А работающие в связке осевой компрессор, турбины высокого и низкого давления, центробежный газовый компрессор являются основными структурными единицами, отвечающими за технологический процесс компримирования газа.

Рассмотрим нагрузки, влияющие на надежность ресурсолимитирующих узлов ГПА.

В режиме эксплуатации на пару трения подшипников вкладыш-вал действуют силы трения скольжения, а также динамические нагрузки вероятностного характера.

При этом основной причиной преждевременного выхода из строя подшипников является сила трения, вызывающая контактную усталость, которая в свою очередь приводит к образованию каверн или трещин.

Трещины, вызванные контактной усталостью, начинают образовываться либо на поверхности и распространяются внутрь материала или же под поверхностью в зоне максимальной расчетной нагрузки и развиваются в направлении к поверхности. Это также приводит к выкрашиванию материала.

В период эксплуатации этот процесс может происходить из-за чрезмерного увеличения нагрузок на подшипник, применения материалов со скрытыми производственными дефектами или нарушения технологии изготовления. Возрастание нагрузок на подшипник является следствием увеличения неуравновешенности ротора, нарушения требований технической документации при монтаже подшипников или при ремонте, что в свою очередь провоцирует рост динамических нагрузок.

Исследованию вопроса повышения надежности гидродинамических подшипников скольжения с учетом эксцентриситета посвящена работа В.С. Майорова [19].

Исследователями ВолГТУ предложена следующая модель динамического скольжения вала во втулке подшипника газоперекачивающего агрегата, учитывающая момент трения между валом и вкладышем подшипника скольжения с деформационной и вязкой составляющими с учетом коэффициента  $\Delta$  при смешанном или граничном трении вычисляется по формуле [20]:

$$\Delta = \frac{1}{b_{\text{ЭКВ}} \cdot (\epsilon_{\text{пер}} - \epsilon)^{v_{\text{ЭКВ}}}},$$
$$b_{\text{ЭКВ}} = \frac{b_1 \cdot b_2 (R_{p1} + R_{p2})^{v_1 + v_2}}{R_{p1}^{v_1} + R_{p2}^{v_2}},$$

где  $b_1, b_2, v_1, v_2$  — параметры начального участка кривых опорных поверхностей контакта (подшипник и вал);  $R_{p1}, R_{p2}$  — высоты сглаживания первой и второй поверхностей.

$$N \cos \varphi = \frac{L\mu R^3}{c^2} \times \left\{ -\frac{1}{2} J_{12} \epsilon \left( \frac{d\theta_B}{dt} + \frac{d\theta_{\text{пп}}}{dt} \right) + J_{12} \epsilon \frac{d\varphi}{dt} + J_{12} \frac{d\epsilon}{dt} \right\} + mC \left[ \frac{d^2 \epsilon}{dt^2} \epsilon \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 \right] + \frac{K_H \Delta}{c}, \quad (1)$$

$$N \sin \varphi = \frac{L\mu R^3}{c^2} \times \left\{ \frac{1}{2} J_{11} \epsilon \left( \frac{d\theta_B}{dt} + \frac{d\theta_{\text{пп}}}{dt} \right) - J_{11} \epsilon \frac{d\varphi}{dt} - J_{12} \frac{d\epsilon}{dt} \right\} + mC \left( \epsilon \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \right) - 2m \frac{d\epsilon}{dt} \cdot \frac{d\varphi}{dt}.$$

где  $N$  — внешняя нагрузка;  $\varphi$  — заданный угол между  $N$  и составляющей реакции масляной пленки  $W_y$ ;  $J_{ij}$  — интегралы;  $m$  — масса вала;  $K_H$  — нормальная жесткость контакта;  $L$  и  $R$  — длина и радиус подшипника;  $\mu$  — динамическая вязкость смазки;  $C$  — среднее значение радиального зазора;  $\epsilon$  — относительный эксцентриситет,  $\epsilon = e/C$ , где  $e$  — эксцентриситет вала.

Данная модель учитывает относительную фактическую площадь контакта и относительное число микронеровностей, находящихся в контакте при данной средней упругой

деформации микронеровностей в период установившейся работы трибосопряжения, однако не рассматривает ударные динамические нагрузки, значительно возрастающие во время старта-разгона и торможения-останова вала. В то время как последние являются наиболее неблагоприятными в виду отсутствия гидродинамического режима смазки.

Динамические нагрузки характеризуются быстрым изменением во времени их значений, направлений или точек приложения и вызывают в элементах конструкции значительные силы инерции.

Одним из видов наиболее опасных для конструкции динамических нагрузок является удар.

В практике крутящий удар, как правило, встречается в деталях машин и механизмов и чаще всего вызывается силами инерции масс при больших ускорениях, что имеет место главным образом при торможении быстровращающихся валов, несущих маховики. Рассмотрим крутящий удар на примере торможения вала, несущего маховик (рис. 2).

Вал вращается с постоянной угловой скоростью  $\omega$ . При торможении вал закручивается силами инерции вращающегося маховика, что вызывает максимальные напряжения в сечениях вала на расстоянии  $l$  от маховика. Требуется найти величину этих напряжений.

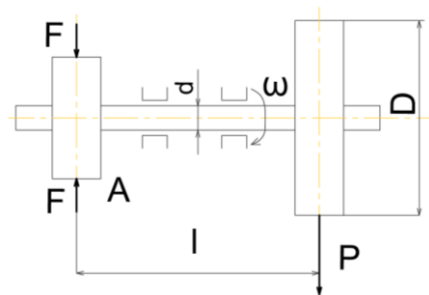


Рисунок 2. Вал с маховиком (разработано авторами)

Кинетическая энергия маховика, вызывающая ударное кручение,

$$T = \frac{J_m \cdot \omega^2}{2}, \quad (2)$$

где  $J_m$  — момент инерции вращающейся массы для маховика;  $\omega$  — угловая скорость вращения.

Потенциальная энергия упругой деформации равна работе внешних сил, затраченных на закручивание вала. Она определяется по формуле как половина произведения силы на перемещение, т. е.

$$U_\partial = 0,5 M_{k\partial} \cdot \varphi_\partial = \frac{M_{k\partial}^2 l}{2GI_p} = \frac{16M_{k\partial}^2 l}{G\pi d^4}, \quad (3)$$

где  $M_{k\partial}$  — динамический крутящий момент, Н·м;  $\varphi_\partial$  — соответствующий угол закручивания вала на длине  $l$ , рад.;  $G$  — модуль сдвига, Па.

Выразим потенциальную энергию  $U_\partial$  через максимальные касательные напряжения, определяемые по следующей формуле:

$$\tau_{max} = \frac{M_{k\partial}}{W_p} = \frac{16M_{k\partial}}{\pi d^3}. \quad (4)$$

Получим:

$$U_\partial = \frac{\tau_{max}^2 \pi d^2 l}{16G} = \frac{\tau_{max}^2 l A}{4G}. \quad (5)$$



Тогда из равенства  $T = U_{\partial}$  получим:

$$\tau_{\max} = \omega \cdot \sqrt{\frac{2J_m G}{lA}}, \quad (6)$$

где  $lA$  — объем закручиваемого участка вала длиной  $l$ , м<sup>3</sup>;  $A = \frac{\pi d^2}{4}$  — площадь сечения вала, м<sup>2</sup>.

Из формулы (6) видно, что на величину динамических напряжений большое влияние при прочих равных условиях оказывает длина закручиваемого участка вала.

Если торможение осуществляется не мгновенно, а в течение некоторого времени, то в формуле (2) вместо  $\omega$  следует использовать  $\Delta\omega = \omega_0 - \omega_1$ , т. е. изменение скорости за 1 с [21].

Далее следует рассмотреть причины возникновения динамических нагрузок, приводящие к выходу из строя ресурсолимитирующих пар трения ГПА.

В ГПА вибрационные нагрузки преимущественно возникают из-за дефектов конструкции или её износа в основном роторов агрегата. Вращающийся ротор — один из наиболее виброактивных узлов ГПА. Смещение центра масс ротора от его оси вращения — эксцентриситет ротора  $e$  носит случайный характер и вызван неточностью сборки, монтажа оборудования и т. п.

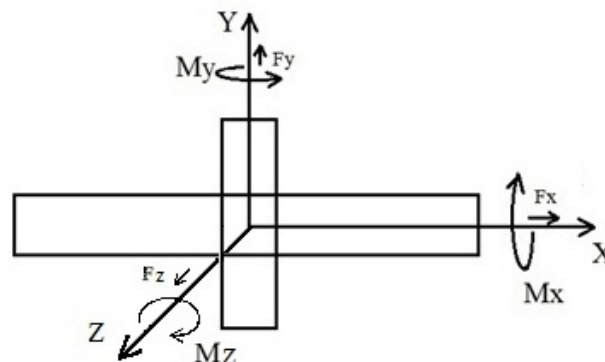
При наличии минимальной неуравновешенности ротора (смещение центра масс ротора от его оси вращения) появляется центробежная сила, которая связана со скоростью вращения ротора квадратичной зависимостью.

В машинах с номинально уравновешенными движущимися частями, к которым относится двигатель ГПА, динамические нагрузки определяются как центробежная сила, по формуле:

$$P = m \cdot e \cdot \omega^2 = U \cdot \omega^2, \quad (7)$$

где  $m$  — масса движущихся частей машины (масса роторов), кг;  $\omega$  — круговая частота вращения, 1/сек.;  $e$  — амплитуда перемещения центра масс ротора от оси его вращения (эксцентриситет ротора), м;  $U$  — дисбаланс ротора, кг·м.

В некоторый момент времени  $t$  центробежная сила действует под углом  $\alpha = \omega \cdot t$ , таким образом, на опоры ротора действуют две силы направленные в вертикальном  $P_z$  и горизонтальном направлении  $P_y$  (рис. 3, табл. 2).



**Рисунок 3.** Схема приложения максимальных допустимых сил и моментов, действующих на компрессор относительно его центральных осей по требованиям технической документации производителей (разработано авторами)

$$P_z = m \cdot e \cdot \omega^2 \sin(\omega t) = U \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t), \quad (8)$$

$$P_y = m \cdot e \cdot \omega^2 \cos(\omega t) = U \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega t), \quad (9)$$

где  $P_z$  — амплитуда динамической силы, изменяющаяся по закону  $\sin \omega t$ , Н;  
 $P_y$  — амплитуда динамической силы, изменяющаяся по закону  $\cos \omega t$ , Н.

Таблица 2

**Максимальные допустимые нагрузки на компрессор,  
указанные в технической документации производителей ГПА<sup>1</sup>**

Тип ГПА	Суммарные максимально допустимые силы и моменты, действующие на компрессор, относительно его центральных осей	
	суммарные силы F, Н	суммарные моменты M, Н·м
ГПА-10	$F_x \leq 9000$ $F_y \leq 22700$ $F_z \leq 18200$	$M_x \leq 13800$ $M_y \leq 6900$ $M_z \leq 6900$
ГПА-12	$F_x \leq 33000$ $F_y \leq 85000$ $F_z \leq 68000$	$M_x \leq 50000$ $M_y \leq 25000$ $M_z \leq 25000$
ГПА-16	$F_x \leq 33000$ $F_y \leq 85000$ $F_z \leq 68000$	$M_x \leq 50000$ $M_y \leq 25000$ $M_z \leq 25000$
ГПА-25	$F_x \leq 36360$ $F_y \leq 91480$ $F_z \leq 73180$	$M_x \leq 55560$ $M_y \leq 27780$ $M_z \leq 27780$
ГПА-32	$F_x \leq 36360$ $F_y \leq 91480$ $F_z \leq 73180$	$M_x \leq 55560$ $M_y \leq 27780$ $M_z \leq 27780$

При оценке действующих на пару трения нагрузок необходимо также учитывать временной фактор, а именно периоды эксплуатации пары трения.

На трех характерных участках времени эксплуатации ГПА значения параметров распределения Вейбулла являются различными [22].

Это можно наглядно продемонстрировать, используя классическую кривую износа двух одинаковых сопряжений, работающих в различных смазочных средах (рис. 4).

Участок кривой *OA* соответствует износу трущихся сопряжений в период приработки  $\tau_1$  и повышенным фрикционным нагрузкам.

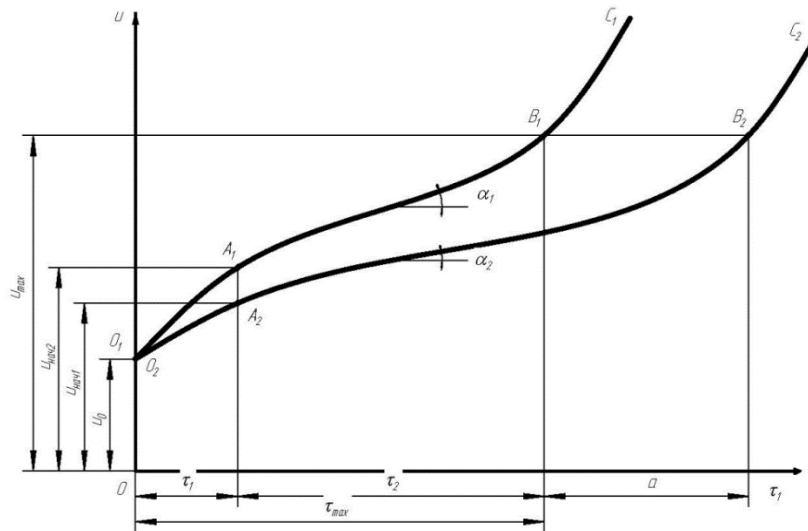
Участок кривой *AB* представляет собой зависимость износа от продолжительности эксплуатации  $\tau_2$ .

Участок кривой *BC* соответствует выходу из строя пары трения в результате аварийного износа, резкого возрастания динамических нагрузок, появления глубоких задиров на рабочих поверхностях сопряжения и даже механического разрушения пары.

Если после сборки сопряженная пара деталей имела минимальный зазор  $U_0$ , который в результате начального износа увеличивался в первом сопряжении до величины  $U_{нач1}$  а во втором — до  $U_{нач2}$ , то за период эксплуатации величина зазора достигала своего максимального значения  $U_{max}$ .

<sup>1</sup> Тюрин М.А. Разработка расчетной модели колебаний фундаментов газоперекачивающих агрегатов магистральных газопроводов в условиях грунтов Ямала и Восточной Сибири: дис. ... канд. техн. наук. — М., 2018. — Режим доступа: <https://vniigaz.gazprom.ru/d/textpage/12/530/tekst-dissertatsii.pdf>.





**Рисунок 4.** Увеличение ресурса сопряжения в зависимости от интенсивности изнашивания деталей в период обкатки и эксплуатации (разработано авторами)

Из рисунка 4 следует, что срок службы деталей равен  $\tau_{\max}$ :

$$\tau_{\max} = \tau_1 + \tau_2. \quad (10)$$

Так как нарастание износа в период эксплуатации идет по участку кривой  $AB$ , то

$$U_{\max} - U_{\text{нач}} = \tau_2 \cdot \text{tg}\alpha, \quad (11)$$

откуда

$$\tau_2 = \frac{U_{\max} - U_{\text{нач}}}{\text{tg}\alpha}. \quad (12)$$

Поэтому

$$\tau_{\max} = \tau_1 + \frac{U_{\max} - U_{\min}}{\text{tg}\alpha}. \quad (13)$$

Так как  $U_{\max}$  — величина постоянная для конкретных деталей, то увеличение ресурса можно добиться за счет уменьшения  $U_{\text{нач}}$  и  $\text{tg}\alpha$ .

Таким образом, разработка и применение современных триботехнических методов, направленных на снижение начального износа и интенсивности изнашивания деталей сопряжения в условиях эксплуатации, позволит переместить точку  $B_1$  вправо до положения  $B_2$  и тем самым увеличить ресурс сопряжения на величину « $a$ ».

В результате, с учетом всех описанных выше нагрузок и их изменения во времени, рассматривая ГПА как сложную трибомеханическую систему с рядом входных и выходных параметров, мы сможем перейти к созданию наиболее достоверной модели ГПА, которая в перспективе позволит прогнозировать его ресурс, а также учесть влияние предлагаемых триботехнических методов на его увеличение.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Официальный сайт ООО «Газпром» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.gazprom.ru/press/news/reports/2016/heart-of-gas-transportation-system/> (дата обращения: 08.01.2021).
2. Официальный сайт ПАО «Транснефть» [Электронный ресурс]. URL: <https://www.transneft.ru/pressroom/rg11/?print=1> (дата обращения 15.02.2020).
3. Катков, Д.С. Повышение надежности трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов увеличением ресурса трибосопряжений насосного оборудования [Электронный ресурс] / Д.С. Катков, О.В. Наумова, Е.В. Спиридонова // Вестник Евразийской науки. — № 2, Т. 12, 2020. — ISSN 2588-0101. Режим доступа: <https://esj.today/PDF/04SAVN220.pdf> (дата обращения: 03.04.2020)
4. Катков, Д.С. О перспективах повышения долговечности магистральных нефтеперекачивающих агрегатов методом финишной антифрикционной безабразивной обработки / Д.С. Катков // Сборник научных трудов III Международной научно-практической конференции «Научно-технические проблемы совершенствования транспорта энергоносителей и развития систем газоснабжения, водоснабжения и водоотведения». — Саратов: СГТУ, 2020. — с. 149–151. — ISBN 978-5-7433-3310-3.
5. Елманов, К.А. Обеспечение надежности ресурсолимитирующих пар трения в нефтегазовом деле / К.А. Елманов, Д.С. Катков // Ресурсоэффективные технологии в строительном комплексе / Сборник научных трудов по материалам VIII Международной научно-практической конференции / под ред. Ю.Г. Иващенко. — Саратов: СГТУ, 2020. — с. 216–221. — ISBN 978-5-7433-3420-9.
6. Казарцев В.И. Ремонт машин / В.И. Казарцев. — М.-Л.: Сельхозиздат, 1981. — 583 с.
7. Основы трибологии: учебник для вузов / под ред. А.В. Чичинадзе. — М.: Центр «Наука и техника», 1995. — 777 с.
8. Крагельский И.В. Узлы трения машин / И.В. Крагельский, Н.М. Михин. — М.: Машиностроение, 1984. — 280 с.
9. Engel-Herbert H. Rtribpaarungen-Beispiele fur die Wirkung von phusikalischen Gesetzen der Selbstorganisation / H. Engel-Herbert, Schumann. — Smierungstechnik, Berlin 18. (1987). — S. 74–78.
10. Bouden F.P. Friction — An Introduction to Tribology / F.P. Bouden, D. Tabor. — London, Heinemann, 1973. — P. 128.
11. Polzer G. Selektiven Ubertragung und Reibbeschichten / G. Polzer. — Zwickau, 1988. — 88 s.
12. Arieta F.G. Experimental technique to determine the wettability of surfaces of lubricating oils / F.G. Arieta, D.T. Gawne // Mater. Sci. — 1966, Vol. 21. — N. 5. — P. 1793–1800.
13. Osipov L.I. Surface chemistry / L.I. Osipov // American chemistry society monograph serie. — Renhold publiging corporation. — New York, 1962. — P. 481.
14. Major Correction Powder Deffraction File, Inorganic, CPDS. — Swartwore, Pennsylvania, USA, 1987.

15. Кузнецова, М.И. Анализ надежности газоперекачивающих агрегатов по статистическим данным эксплуатации [Текст] / М.И. Кузнецова, И.Р. Байков., Н.М. Дарсалия, С. В. Китаев // Нефтегазовое дело. — 2016. — Т. 14 № 1. — С. 115–122. — ISSN 1813-503X. — Режим доступа: <http://ngdelo.ru/files/ngdelo/2016/1/ngdelo-1-2016-p115-122.pdf>. — Загл. с экрана. (дата обращения: 19.10.2021).
16. Свердлов, А.Б. Анализ надежности газоперекачивающих агрегатов [Электронный ресурс] / А.Б. Свердлов // Надежность: научно-технический журнал. — 2015. — № 2. — С. 62–67. — ISSN 2500-3909. — Режим доступа: <https://www.dependability.ru/jour/article/viewFile/87/237.pdf>. — Загл. с экрана. (дата обращения: 19.10.2021).
17. Кунина П.С. Анализ дефектов опорных элементов газоперекачивающих агрегатов компрессорных станций магистральных газопроводов / П.С. Кунина, Е.И. Величко, А.Е. Нижник, А.В. Музыкантова, М. Абессоло // Журнал «Территория «НЕФТЕГАЗ». — вып. 4. — М: ЗАО «Камелот паблишинг», 2016. — С. 68–74. — ISSN 2072-2745.
18. Свердлов, А.Б. Повышение надежности газоперекачивающих агрегатов путем применения технологии эпиламирования [Электронный ресурс] / А.Б. Свердлов // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. — 2014. — № 3(202). — С. 62–69. — ISSN 2304-9782. — Режим доступа: [https://engtech.spbstu.ru/userfiles/files/articles/2014/3/7\\_sverdlov.pdf](https://engtech.spbstu.ru/userfiles/files/articles/2014/3/7_sverdlov.pdf). — Загл. с экрана. (дата обращения: 19.10.2021).
19. Майоров, В.С. Метод повышения надежности гидродинамических подшипников скольжения [Электронный ресурс] / В.С. Майоров // Известия вузов. Приборостроение. — 2012. — Т. 55 № 1. — С. 43–47. — ISSN 0021-3454. — Режим доступа: <http://pribor.ifmo.ru/file/article/5800.pdf>.
20. Сердобинцев, Ю.П., Модель динамического скольжения вала во втулке подшипника газоперекачивающего агрегата [Текст] / Ю.П. Сердобинцев, М.П. Кухтик, Д.К. Куач, А.И. Репников // Известия Волгоградского государственного технического университета. — № 8(231), 2019. — ISSN 1990-5297.
21. Информационный портал Уральского Федерального университета [Электронный ресурс]. Режим доступа: [https://inmt.urfu.ru/fileadmin/user\\_upload/site\\_15053/zaoshno/sopromat/Tema\\_6\\_i\\_zadacha\\_13\\_Dinamicheskie\\_nagruzki.\\_Udar.pdf](https://inmt.urfu.ru/fileadmin/user_upload/site_15053/zaoshno/sopromat/Tema_6_i_zadacha_13_Dinamicheskie_nagruzki._Udar.pdf) (дата обращения: 19.10.2021).
22. Байков, И.Р., Оценка параметров надежности агрегатов перекачки магистрального газа [Электронный ресурс] / И. Р. Байков., О. В. Смородова, С. В. Китаев // Нефтегазовое дело. — 2017. — № 1. — С. 95–107. — ISSN 1813-503X. — Режим доступа: [http://ogbus.ru/files/ogbus/issues/1\\_2017/ogbus\\_1\\_2017\\_p95-107\\_BaikovIR\\_ru.pdf](http://ogbus.ru/files/ogbus/issues/1_2017/ogbus_1_2017_p95-107_BaikovIR_ru.pdf), — Загл. с экрана. (дата обращения: 08.01.2021).

**Katkov Danila Sergeevich**

Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, Saratov, Russia  
E-mail: syberberg@yandex.ru  
RSCI: [https://www.elibrary.ru/author\\_profile.asp?id=674883](https://www.elibrary.ru/author_profile.asp?id=674883)

**Naumova Olga Valerevna**

Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, Saratov, Russia  
E-mail: uunaumov@mail.ru  
RSCI: [https://www.elibrary.ru/author\\_profile.asp?id=393383](https://www.elibrary.ru/author_profile.asp?id=393383)

**Spiridonova Elena Vladimorovna**

Saratov State Agrarian University named after N.I. Vavilov, Saratov, Russia  
E-mail: spiritlena77@yahoo.com

**Elmanov Kirill Alekseevich**

Yuri Gagarin State Technical University of Saratov, Saratov, Russia  
E-mail: Elmanov.k2000@gmail.com

## **Analysis of factors affecting the resource of tribo-couplings of gas-pumping units**

**Abstract.** The total length of the gas transmission system on the territory of the Russian Federation is 170.7 thousand km. In the transportation of gas, 250 compressor stations are used, at which 3825 gas pumping units are installed. However, despite a number of measures to ensure trouble-free operation of compressor stations, the issue of reliable operation of gas-pumping units is still unresolved.

In this article, the reliability of gas-pumping units is considered by the authors from the standpoint of system analysis.

The main systems and assembly units of gas pumping units are considered. The main components influencing the reliability of the system are identified, and the statistics of their damage is presented. Resource-limiting units such as sleeve bearings and mechanical seals have been identified.

The loads affecting the resource-limiting units of gas-pumping units are considered, formulas for their calculation are given. These loads, acting in the operating mode on the friction pair of bearings, liner-shaft, determine the sliding friction forces, as well as dynamic loads of a probabilistic nature. When assessing the loads acting on the friction pair, the influence of the time factor, and specifically the various periods of operation of the friction pair, was taken into account.

The use of modern tribotechnical methods is substantiated, aimed at reducing the initial wear and the intensity of wear of the interface parts under operating conditions, and increasing the resource.

Consideration of the gas-pumping unit as a complex tribomechanical system with a number of input and output parameters, and the conclusions made on the basis of this, made it possible to set out the prerequisites for creating the most reliable model of the gas-pumping unit, which in the future will make it possible to predict its resource, as well as take into account the influence of the proposed tribotechnical methods on its increase.

**Keywords:** gas pumping unit; tribo-coupling; sleeve bearing; mechanical seal; sliding friction force; dynamic load; resource