



ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОМПЕНСИРУЮЩИХ СВОЙСТВ МЕМБРАННЫХ МУФТ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЁЖНОСТИ РАБОТЫ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИХ АГРЕГАТОВ В ЭНЕРГОСИСТЕМАХ

Клейдман О.В., Маслов И.Н., Николаева Н.В.

Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

olgakdpm@mail.ru

Резюме: *ЦЕЛЬ.* Разработать программу с использованием методов численного моделирования для исследования НДС мембранной муфты с промежуточным валом и элементами, гасящими вибрации, с возможностью разработки новых конструкций муфт, способных компенсировать более значительные осевые, угловые и радиальные смещения валов ГПА при высоких значениях частоты вращения. *МЕТОДЫ.* Алгоритм разрабатывается на основе метода конечных элементов в ПК ANSYS. *РЕЗУЛЬТАТЫ.* В статье описана актуальность темы, рассмотрены особенности и достоинства выбранной конструкции мембранной муфты. Построен универсальный численный алгоритм, который даёт возможность оценивать прочность конструкции муфты из разных материалов, передающей крутящий момент, с выявлением опасных зон высоких напряжений и предельных значений частоты вращения, а также способность компенсировать несоосность валов турбины и нагнетателя. Программа позволяет быстро варьировать исходными геометрическими параметрами с автоматическим построением новой 3D модели. *ЗАКЛЮЧЕНИЕ.* Работа направлена на повышение эффективности и надёжности работы газоперекачивающих агрегатов и газотранспортной системы. Результаты расчета показали, что заявленные свойства рассматриваемой мембранной муфты на различных режимах эксплуатации, ее способность компенсировать перекосы соединяемых валов подтвердились. Дальнейшее дополнение программы планируется с помощью анализа напряжений от переменной (циклической) составляющей крутящего момента, построения математической модели колебаний валопровода с учётом демпфирования опор.

Ключевые слова: мембранные муфты; надёжность; несоосность; газоперекачивающий агрегат; МКЭ.

Для цитирования: Клейдман О.В., Маслов И.Н., Николаева Н.В. Численное моделирование компенсирующих свойств мембранных муфт для повышения надёжности работы газоперекачивающих агрегатов в энергосистемах // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2025. Т. 27. № 3. С. 174 -186. doi: 10.30724/1998-9903-2025-27-3-174-186.

FINITE ELEMENT ANALYSIS (FEA) OF MEMBRANE COUPLING STRESS UNDER GAS PUMPING UNIT SHAFTS MISALIGNMENT

Kleidman OV., Maslov I.N., Nikolaeva N.V.

Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

olgakdpm@mail.ru

Abstract: *THE PURPOSE.* The purpose of this work is to develop a program that uses the finite element method to analyze the stress-strain state of a membrane coupling capable of compensating for axial, angular, and radial misalignments of the shafts in a gas pumping unit. *METHODS.* The finite element method of the ANSYS software package underpins the algorithm's development. *RESULTS.* The article describes the relevance of the topic and examines the features and advantages of the chosen membrane coupling design. The developed universal numerical algorithm allows to estimate the strength of the coupling structure transmitting torque, made of various materials. The program helps to find zones of increased stress and extreme values of rotation speed, as well as the ability to compensate for the misalignment of the turbine and supercharger shafts. The program allows you to quickly change the initial geometric parameters with automatic construction of a new

3D model. CONCLUSIONS. This research focuses on improving the efficiency and reliability of gas pumping units and the gas transmission system. Calculation results confirmed the claimed properties of the membrane coupling under various operating conditions, including its ability to compensate for shaft misalignment. Further program development will involve analyzing stresses from the variable (cyclic) component of the torque, and constructing a mathematical model of the shaft line vibrations, taking into account bearing damping.

Keywords: *membrane couplings; stresses; shaft misalignment; gas pumping unit; FEM.*

For citation: Kleidman O.V., Maslov I.N., Nikolaeva N.V. Finite element analysis (fea) of membrane coupling stress under gas pumping unit shafts misalignment. *Power engineering: research, equipment, technology.* 2025; 27 (3): 174-186. doi: 10.30724/1998-9903-2025-27-3-174-186.

Введение и литературный обзор (Introduction and literature review)

Актуальность исследования разрушения мембранных муфт газоперекачивающих агрегатов (ГПА) методом конечных элементов (МКЭ) обоснована несколькими ключевыми аспектами:

1. Безопасность и надежность: мембранные муфты играют критически важную роль в обеспечении герметичности и надежности работы ГПА, не должны допускать утечки газа.

2. Экономические потери: недостаточная надежность муфт может приводить к простоему оборудования, увеличению затрат на транспортировку газа. Проведение исследований, направленных на улучшение прочности и долговечности мембранных муфт, снижает затраты на обслуживание и ремонт.

3. Увеличение срока службы оборудования: понимание механизмов разрушения и факторов, влияющих на прочность мембранных муфт, позволяет разрабатывать более надежные конструкции, что увеличивает ресурс газоперекачивающих агрегатов.

4. МКЭ позволяет проводить точный всесторонний анализ конструкций под различными нагрузками с учётом разных механических свойств материалов и помогает выявлять слабые места в конструкции еще до физического тестирования, что показано в работах [1, 2, 3], причём при использовании разных ППП. Опыт использования современных методов математического моделирования и численных симуляций новая основа для будущих ответственных исследований в энергетике, что подтверждается в работе [4] интеграцией программных комплексов.

5. Актуальность в свете современных вызовов: с учётом глобальных энергосберегающих инициатив и перехода на более чистые источники энергии, ГПА остаются ключевыми в газовой промышленности. Поэтому исследования, подобные [5], направленные на изучение режимов работы турбин при различных нагрузках, крайне важны, ведь они имеют прямое отношение к повышению эффективности газоперекачивающих агрегатов.

6. Применение новых или сочетание разных материалов требует проведения исследований для оценки их надежности. Построенный и отлаженный на основе МКЭ алгоритм может помочь в быстром внедрении новых методов диагностики, подобно работе [6].

В нашей стране производится и эксплуатируется множество газоперекачивающих агрегатов различной конструкции [7, 8]. С целью повышения эффективности ГПА многие научно-технические работы посвящены транспортировке или участию газообразных топлив, учитывая состав и качество газа [9, 10, 11]. В данной же работе уделяется внимание вопросам надежности и долговечности механизмов, разработке математической модели, позволяющей оценить их напряжённо-деформированное состояние (НДС), аналогично результатам, описанных в [6, 12, 13]. Рассматривается один из основных узлов ГПА – соединение вала газотурбинного двигателя с валом нагнетателя посредством мембранной муфты с промежуточным валом (рис.2). Исследования подобных устройств в основном сосредоточились на пластинчатых муфтах [14, 15]. Мембранные муфты предпочтительнее обычных дисковых для синхронных двигателей, где присутствует крутильная вибрация во время запуска, есть и другие преимущества, отмеченные ниже. В литературе недостаточно представлены исследования полной металлической муфты с несколькими мембранами, с промежуточным валом и демпфером продольных колебаний, в основном — расчёт характеристик только отдельного мембранного упругого диска [16], а также исследование потери его устойчивости в зависимости от формы сечения мембран [17].

Известны различные изобретения мембранных муфт для ГПА магистральных газопроводов. Наиболее эффективное принадлежит авторам Мягких Ю.П., Кислицыну Г.Ф., Будусову В.Г. и Захарову А.Г. Они разработали и запатентовали [18] специальную муфту (рис.1) для соединения валов газотурбинного двигателя и нагнетателя в ГПА, которая использует промежуточный вал с мембранами на концах и дополнительный валик с пружинами, который гасит продольные вибрации. Валик прижимается к промежуточному валу двумя сжатыми пружинами, через специальный фланец. Пружины обеспечивают более равномерное распределение нагрузки на мембраны как в нормальных условиях работы, так и при несоосности валов, снижая риск разрушения от вибрации и перегрузки. Это также исключает необходимость предварительного растяжения мембран для компенсации температурного расширения, что позволяет создавать более компактные муфты.

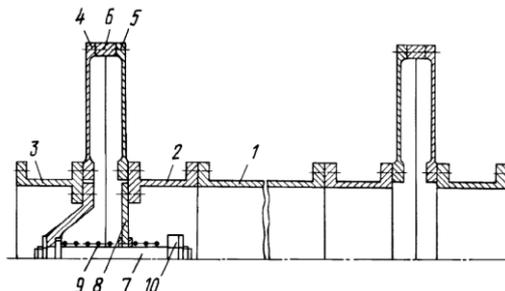


Рис. 1. Двойная мембранная муфта: 1 – промежуточный вал двигателя; 2, 3 – ступицы; 4, 5 – гибкие мембраны; 6 – соединительное кольцо; Демпфер продольных колебаний состоит из валика 7, фланца 8 и пружин 9, поджатой гайкой 10

Fig. 1. Double Membrane Coupling: 1 – Intermediate Engine Shaft; 2, 3 – Hubs; 4, 5 – Flexible Membranes; 6 – Connecting Ring. The longitudinal vibration damper consists of roller 7, flange 8, springs 9, and nut 10

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

В практике часто используется похожая схема (рис.2) с небольшими отличиями-усовершенствованиями. В данной статье строится 3D модель этой схемы и проверяются её свойства и НДС. При наличии демпфера, закреплённого со стороны одной мембраны, нагрузка перераспределяется на другой мембранный узел. Это может потребовать увеличения размеров мембран. Но данная схема снижает риск следующих проблем прототипов муфты: 1. Когда валы смещаются относительно друг друга, в мембранах при вращении появляются переменные напряжения. Из-за неравномерного распределения жесткости и веса возникают осевые колебания промежуточного вала. Резонанс может привести к разрушению, такая проблема подробно исследуется на основе МКЭ в [19]. 2. При поломке гибкой мембраны в муфте защитное устройство не сможет передавать крутящий момент. Поэтому, если нагрузка резко уменьшится, турбина двигателя может начать раскручиваться слишком быстро и выйдет из строя.

Выделяются преимущества мембранных муфт по сравнению с другими типами муфт: 1. Высокая гибкость: мембранные муфты способны компенсировать значительные угловые, осевые и радиальные смещения осей валов. Поэтому они пригодны в системах с неидеальной установкой. Сравнительный анализ коэффициентов жёсткости проведён в [20] для разных муфт ГПА. Смещения могут возникать ещё и в работе от тепловых расширений роторов и корпусных деталей агрегата [21]. 2. Легкость конструкции: мембраны могут быть изготовлены из легких, но прочных материалов, что позволяет снизить общий вес конструкции. 3. Мембранные муфты способны передавать значительные крутящие моменты, что делает их подходящими для высоконагруженных систем [16]. 4. Минимальные осевые воздействия на валы [22]. 5. Отсутствие необходимости в смазке. 6. Мембранные муфты могут быть сконструированы для работы в широком диапазоне температур и условий эксплуатации, что видно из обзора [23] мембранных муфт в энергетическом оборудовании.

Поломку муфты может вызвать ряд причин, среди которых немаловажное место занимает вибрация, вследствие которой происходит расцентровка валов. Для поиска собственных частот колебаний исследуемого объекта авторы работы [24] успешно применяют методы математического моделирования, реализуемые в программном комплексе ANSYS. В статье [25] представлены и метод расчета крутильных колебаний вала, и техника их подавления. Необходимо учитывать потенциальные риски, связанные с возможным смещением или перекосом валов, которые соединяются во вращающихся мембранах.

Цель исследования: создать универсальный численный алгоритм для динамического анализа НДС мембранной муфты с промежуточным валом при различных вариантах

несоосности соединяемых валов ГПА с возможностью варьировать значением частоты вращения, свойствами материалов, геометрическими параметрами с автоматическим построением новой 3D модели. Выполнить расчет для проверки поведения муфты, отладить программу с потенциалом исследования резонансных частот колебаний.

Научная значимость исследования состоит в разработке и апробации методики конечно-элементного анализа прочности и долговечности данных узлов ГПА.

Практическая значимость: полученные результаты позволяют оценивать надежность и эффективность работы мембранных муфт, оптимизировать их конструкцию, а также разрабатывать рекомендации по их эксплуатации, что способствует повышению безопасности, снижению затрат на обслуживание и продлению срока службы оборудования газотранспортной системы.

Материалы и методы (Materials and methods)

Рассматриваемый агрегат ГПА-16 «Волга» (мощностью 16 МВт), который спроектирован под установку двигателя НК-38СТ, производит ОАО «Казанское моторостроительное производственное объединение» (КМПО). Муфта предназначена для передачи крутящего момента от ротора свободной турбины к валу центробежного нагнетателя агрегата.

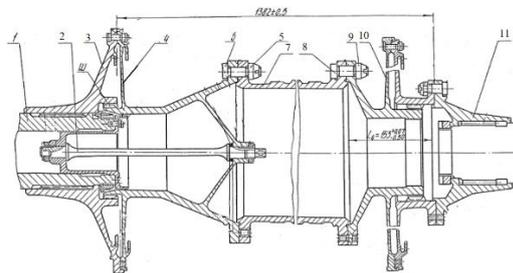


Рис. 2. Муфта мембранная: 1 – вал двигателя; 2 – валик; 3 – фланец вала двигателя; 4 – мембрана передняя; 6,8 – болт; 5,9 – гайка; 7 – вал муфты; 10 – задний мембранный узел; 11 – фланец вала нагнетателя.

Figure 2. Membrane Coupling: 1 – engine shaft; 2 – roller (or shaft); 3 – engine shaft flange; 4 – front membrane; 6, 8 – bolt; 5, 9 – nut; 7 – coupling shaft; 10 – rear membrane assembly; 11 – supercharger shaft flange

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Муфта состоит из следующих основных частей (рис.2): фланца вала двигателя (3), передней мембраны (4), промежуточного вала (7), заднего мембранного узла (10) и фланца вала нагнетателя (11). Крепление передней мембраны и заднего мембранного узла к валу муфты осуществляется призонными болтами (5,8) и самоконтрающимися гайками (6,9). Самоконтращиеся гайки затягиваются крутящим моментом специальным моментным ключом. Передняя мембрана и задний мембранный узел обеспечивают податливость муфты и позволяют компенсировать радиальное смещение и перекос соединяемых валов. Осевое перемещение валов компенсируется мембранным узлом (10). Для предотвращения продольных колебаний муфты передняя мембрана зафиксирована в осевом направлении гибким валиком (2). Мембраны выполнены из титановых сплавов, что позволяет уменьшить массу муфты и снизить осевые усилия. Остальные детали муфты выполнены из коррозионностойких сплавов. Для предотвращения раскрутки вала силовой турбины при аварийном снятии нагрузки и разрушении мембран предусмотрены страховочные шлицы в стыке передней мембраны с фланцем свободной турбины (3) и между дисками заднего мембранного узла. Крутящий момент передается от турбины к нагнетателю напрямую, минуя поврежденные мембраны. В обычном рабочем положении шлицы устанавливаются с гарантированным боковым зазором и не имеет контакта между зубьями. Для сигнализации аварийного режима страховочные шлицы выполнены с эксцентриситетом относительно оси вращения, что обеспечивает гарантированную расцентровку муфты в случае аварийной ситуации и через датчики вибрации и систему аварийной защиты двигатель должен быть остановлен.

Аналитическое решение задачи деформирования муфты, даже без учета контактного взаимодействия, связано с большими математическими трудностями. Поэтому исследование проводится с применением численного метода конечных элементов в ППП «ANSYS» [26, 27], который позволяет оценить напряжённо-деформированное состояние, учесть напряжения от центробежных сил (при частоте вращения более 1000 об/мин их необходимо учитывать), напряжения от температурного расширения и найти баланс: мембрана должна

быть достаточно прочной, чтобы передавать крутящий момент, но и достаточно гибкой, чтобы поглощать вибрации и несоосность валов. Также метод помогает рассчитать, как мембрана будет себя вести под нагрузкой, учитывая её форму и толщину, и предсказать, когда она потеряет устойчивость. Расчётная модель строится с некоторыми упрощениями. Например, страховочные шлицы в мембранном узле игнорируются, так как в обычном рабочем положении шлицы устанавливаются с гарантированным боковым зазором и не имеют контакта между зубьями. Иначе пришлось бы использовать контактные элементы, что добавляет нелинейность задаче [20]. Разбиение на конечные элементы упорядоченное (рис.3). Используемый элемент имеет свойства пластичности, ползучести, изменения жесткости при приложении нагрузок, больших перемещений и больших деформаций. Для контроля скручивания элемента имеется опция интегрирования пониженного порядка. Чтобы упругая мембрана работала эффективно и долго, её края должны плавно переходить в обод и ступицу, при создании геометрической модели скругления необходимы для устранения зон повышенных напряжений и искажения результатов. В работе считается, что муфта идеально соосна с валом двигателя, поэтому в узлах ее крайней левой части (на месте соединения с фланцем вала двигателя левой ступицы и передней мембраны по внешнему радиусу, вала двигателя с осевым валиком муфты) задаются ограничения по перемещениям.

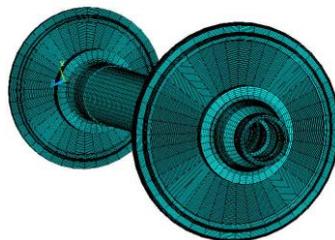


Рис. 3 Упорядоченное разбиение модели на конечные элементы

Fig. 3. Ordered Finite Element Mesh

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

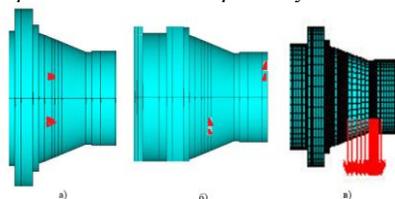


Рис. 4 Моделирование различной несоосности с помощью а) осевых перемещений, б) вертикальных перемещений, в) вертикальных сил

Fig. 4. Simulation of Different Misalignments using a) Axial Displacements, b) Vertical Displacements, c) Vertical Forces

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

В работе рассматривается напряжённо-деформированное состояние муфты и оценивается её надёжность с учётом угловой скорости вращения 555 рад/сек в случаях идеальной соосности соединяемых валов, осевого сдвига вала нагнетателя (задаются перемещения по оси OX равные 0,00001, 0,001м), угловой несоосности (задаются на фланце вала нагнетателя перемещения по оси OY равные 0,00001, 0,001м), параллельной несоосности (задаются силы по оси OY равные 100, 250, 500Н), как показано на рис.4. Виды несоосности – на рис.6.

В модели используется три вида материалов (рис. 5): титановый сплав ВТ-8 (мембраны, красный цвет), сталь 15Х12Н2МВФАБ-Ш (вал муфты, синий) и сталь 38ХН3МА (остальная часть, сиреневый цвет). (модули упругости $E_1=2.15e11$ Па, $E_2=2.07e11$ Па, $E_3=1.1e11$ Па, плотности материала $\rho_1=4500$, $\rho_2=7800$, $\rho_3=7830$ кг/м³). Использование более лёгкого титана вместо стали позволяет снизить резонансные частоты муфты при сохранении высокого предела выносливости.

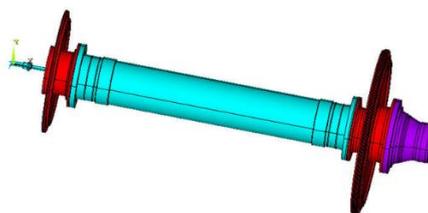


Рис. 5 Распределение используемого материала в модели муфты

Fig. 5. Material Distribution in the Coupling Model

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Основы применения МКЭ

В статическом анализе напрямую задать частоту вращения нельзя, так как он не учитывает временную зависимость. Однако, можно смоделировать центробежные силы, возникающие из-за вращения. Для этого центробежные нагрузки рассчитываются на основе заданной частоты вращения и геометрических параметров модели. Эта нагрузка будет статической и будет включена в решение статической задачи. Полученные результаты будут приближительным представлением напряженно-деформированного состояния при вращении, но не будут учитывать динамические эффекты.

Гармонический анализ позволяет изучить отклик структуры на гармоническое возбуждение, например вращение с постоянной частотой. Здесь частота вращения непосредственно задается как входной параметр анализа, и ANSYS вычисляет отклик структуры на эту частоту. В работе [28] описана такая расчетная схема МКЭ, успешно реализованная для анализа свободных и вынужденных колебаний, резонансных явлений и прочностных свойств в динамической постановке, но без необходимости задавать частоту вращения. В данной задаче частота вращения имеет высокие значения, выгодно использовать и применяется гармонический анализ. Рассмотрим на каких соотношениях он основан. В решении динамической задачи МКЭ принцип виртуальных работ применяется к обобщенным координатам, связанным с перемещениями узлов конечных элементов. Уравнения движения выводятся из условия (1) равенства виртуальной работы внутренних и внешних сил, включая инерционные силы (что делает формулировку эквивалентной принципу Даламбера).

$$\iiint_{\Omega} \rho \{\delta v\}^T \{\ddot{v}\} d\Omega + \iiint_{\Omega} \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} d\Omega - \iiint_{\Omega} \{\delta v\}^T \{Q\} d\Omega - \int_{S_{\sigma}} \{\delta v\}^T \{P\} dS = 0 \tag{1}$$

В уравнении (1) $\{\delta \varepsilon\}$ — вектор вариаций деформаций, $\{\delta v\}$ — вектор виртуальных перемещений (смещениям точек тела придали возможные приращения — вариации), $\{\sigma\}$ — вектор напряжений, $\{Q\}$ — вектор массовых сил, $\{P\}$ — вектор поверхностных сил, действующий на части поверхности S_{σ} , ρ — удельная плотность, вектор проекций ускорения на оси $x, y, z : \left\{ \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right\} = \{\ddot{v}\}$. Два последних слагаемых в (1) — работа внешних сил на возможных перемещениях, второе слагаемое — работа внутренних напряжений на возможных деформациях, в первом слагаемом учитываются силы инерции, равные произведению удельной плотности на ускорение точки.

Решение (1) основывается на решении уравнений движения для каждого конечного элемента конструкции, на которые она разбивается. Вводится для каждого элемента система узлов и узловых перемещений $\{q(t)\}$, являющихся в отличие от задач статики функциями времени. Эти уравнения обычно представляют собой систему обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка, связывающих ускорение, скорость и перемещения узлов конечных элементов с действующими силами:

$$[M] \left\{ \frac{\partial^2 q(t)}{\partial t^2} \right\} + [K] \{q(t)\} - \{P(t)\} = 0,$$

где матрица масс $[M]$ характеризует инерционные свойства исследуемого объекта, $\{P(t)\}$ — вектор всех узловых сил, $[K]$ — матрица жёсткости.

Необходимо задать начальные условия, которые должны определять в начальный момент времени поле перемещений и скоростей. После перехода к узловым значениям это условие:

$$\{q(t_0)\} = \{q_0\}, \quad \{\dot{q}(t_0)\} = \{\dot{q}_0\}$$

Уравнения движения для всех конечных элементов объединяются в глобальную систему матричных уравнений. Для решения системы уравнений используются методы численного интегрирования дифференциальных уравнений (такие как метод Ньюмарка, метод Хилла). Используется специализированный программный пакет МКЭ ANSYS.

Результаты и обсуждения (Results and discussions)

На основе МКЭ написана программа, которая позволяет увидеть поля интенсивности напряжений. Результаты сравниваются в таблице. При вращении муфты с заданной угловой скоростью при отсутствии несоосности наибольшие напряжения возникают на внешней кромке задней мембраны. В случае моделирования вращения с осевым перемещением вала нагнетателя в сторону муфты наиболее опасные зоны по напряжениям находятся ближе к ступице, на внутреннем радиусе задней мембраны, напряжения меняются не только на заднем мембранном узле, но и на валу муфты (рис.8). В упругой мембране при осевом смещении валов возникает изгиб. Деформированное сечение принимает вид «купола», на рис.8а показаны деформации мембраны в увеличенном масштабе для наглядности.

При сравнении с моделированием угловой (рис.6, б) несоосности вала двигателя и нагнетателя видно, что одинаково опасные зоны по напряжениям расположены в месте соединения задней мембраны со ступичным узлом и на ее внешней кромке у обода (рис.7, табл.).

Анализируя задачу с параллельной (рис.6, а) несоосностью валов, получаем наиболее напряжённые области на передней мембране в месте соединения со ступичным узлом. Но задний мембранный узел тоже нагружен, и максимальные значения интенсивности напряжений появляются на нижней наружной кромке задней мембраны при меньших значениях внешней силы, приложенной на фланце нагнетателя для моделирования перекоса. При небольшом значении силы основная нагрузка приходится на задний мембранный узел, а при увеличении вертикальной силы напряжения «переносятся» на переднюю мембрану (рис. 9,10, табл.). Самое опасное для надёжности муфты – радиальное смещение вала нагнетателя относительно вала двигателя.

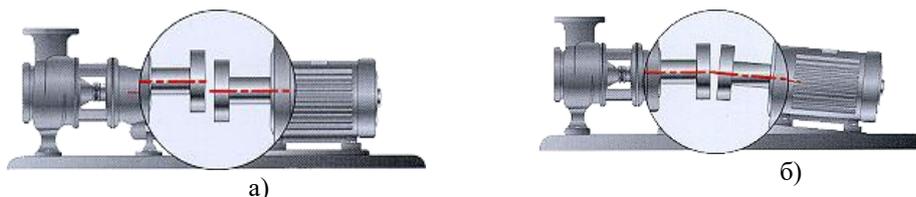


Рис. 6. Виды несоосности: а) параллельная или радиальная; б) угловая или торцевая

Fig. 6. Types of misalignments: a) parallel or radial; b) angular

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Максимальные значения напряжений во всех рассматриваемых случаях деформирования при расчетах не превышают допустимых для используемых материалов. При анализе суммарных векторов перемещений видна работа мембранного узла. Передний ступичный узел муфты не деформируется при всех рассмотренных смещениях вала нагнетателя относительно вала двигателя, остальные детали муфты гасят эти смещения даже при большой скорости вращения.

Т.о., если использовать данную конструкцию, левые и правые мембраны и промежуточный вал, муфта сможет компенсировать не только осевые и угловые смещения валов, но и смещения радиальные, причём допускает гораздо большие отклонения в расположении валов, чем муфта с одной мембраной.

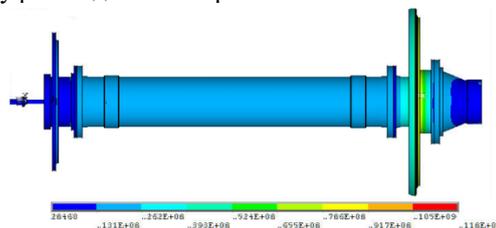
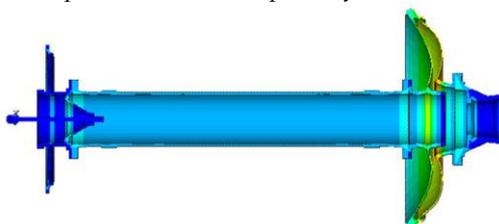


Рис. 7. Поля интенсивности напряжений (Па) при угловой несоосности валов ($U_y=0.00001$ м)

Fig. 7. Stress intensity fields (Pa) for angular shaft misalignment ($U_y=0.00001$ m)

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.



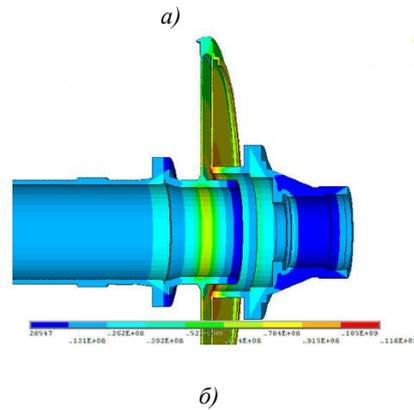


Рис. 8. Распределение полей напряжений (в Па) при осевом перемещении вала нагнетателя $U_x = -0.00001$ м, а) для всей конструкции с деформированным состоянием в увеличенном масштабе, б) для сечения в области макс. напряжений

Fig. 8. Distribution of stress fields (in Pa) for axial displacement of the supercharger shaft $U_x = -0.00001$ m, a) for the entire structure with a deformed state on an enlarged scale, b) for the section in the region of maximum stresses

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

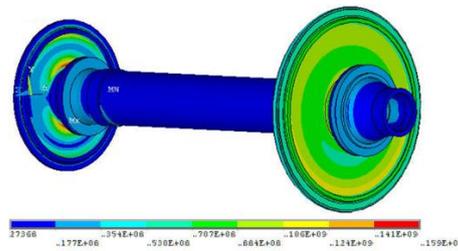


Рис. 9. Поля интенсивности напряжений (Па) при параллельной несоосности валов (вертикальная сила 250 Н)

Fig. 9. Stress intensity fields (Pa) for parallel shaft misalignment (vertical force 250 N)

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

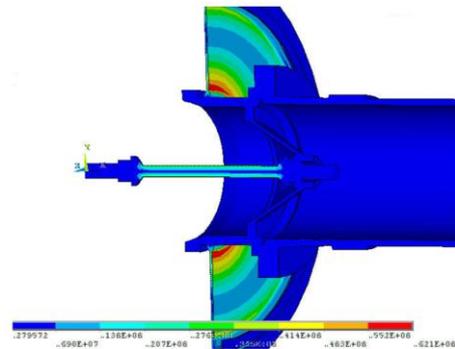


Рис. 10. Поля интенсивности напряжений (Па) при параллельной несоосности валов, max 62 МПа (вертикальная сила 100 Н)

Fig. 10. Stress intensity fields (Pa) for parallel shaft misalignment, max 62 MPa (vertical force 100 N)

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

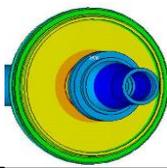
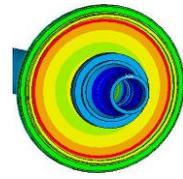
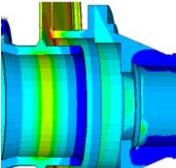
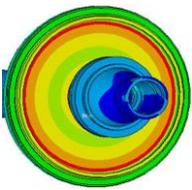
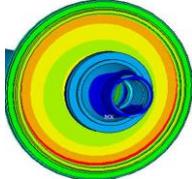
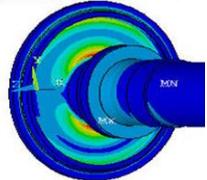
Таблица
Table

Сравнение значений и зон максимальных напряжений для различных смещений соединяемых валов

Comparison of maximum stress values and zones for different shaft misalignments

	Осевая несоосность валов ($U_x = -0.00001$ м)	Вращение с идеальной соосностью валов
Максимальная интенсивность напряжений	116 МПа	116 МПа

Окончание таблицы

Область максимальных напряжений	На внутреннем радиусе задней мембраны в области ступицы (рис.7) 	На внешнем радиусе задней мембраны 
Максимальный суммарный вектор перемещения (R-радиус мембраны)	0,0013R На ободе заднего мембранного элемента. При увеличении осевых смещений вала нагнетателя максимальные суммарные перемещения увеличиваются в месте соединения задних мембран по внешнему радиусу и на фланце нагнетателя	0,006R Около фланца вала нагнетателя
	Угловая несоосность валов $U_y=0.00001$ м	Параллельная несоосность валов
Максимальная интенсивность напряжений	116 МПа	123 МПа при $F_y=100$ Н 159 МПа при $F_y=250$ Н
Область максимальных напряжений	в месте соединения задней мембраны со ступичным узлом и на ее внешней кромке у обода  	При $F_y=100$ Н: (рис.9) В нижней части задней мембраны по внешнему радиусу:  При $F_y=250$ Н: (рис.8) В передней мембране ближе к ступице  Зона максимальных напряжений от заднего мембранного узла переместилась на переднюю мембрану с увеличением F_y
Максимальный суммарный вектор перемещений (R-радиус мембраны)	0,006R Около фланца вала нагнетателя и на внутреннем радиусе задней мембраны	0,02R при $F_y=100$ Н 0,05R при $F_y=250$ Н Около фланца вала нагнетателя и по всей поверхности задней мембраны

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Построенный численный алгоритм даёт возможность быстро определять предельные нагрузки и перемещения, варьировать значением частоты вращения, размерами, свойствами материалов, граничными условиями, оценивать НДС и прочность всей конструкции с выявлением опасных зон, что значительно снижает риски и повышает эффективность работы газоперекачивающих агрегатов.

Заключение (Conclusions)

Численное решение показывает, что заявленные свойства рассматриваемой мембранной муфты на различных режимах эксплуатации, а именно ее способность

компенсировать осевые и угловые, радиальные смещения, подтвердилась. Написанная программа для исследования мембранных муфт остается актуальной в связи с их широким применением в различных отраслях, особенно в энергетике, и может сэкономить время и ресурсы, связанные с ремонтом и заменой муфт, а также улучшить безопасность и надежность работы газотранспортного оборудования. Результатом применения программы является возможность создания новых конструкций муфты, используемой в ГПА.

Данная задача напрямую связана со снижением уровня вибронегруженности быстроходных роторных машин, т.к. для определения параметров колебания валопроводов требуется способ определения жесткостей таких муфт, а для определения радиальной и угловой жесткости необходимы параметры напряженно-деформированного состояния (НДС) муфт с разным количеством, разным материалом и разными размерами и формами мембран.

В перспективе развития темы - добавить в написанной программе анализ напряжений от переменной (циклической) составляющей крутящего момента, обусловленной крутильными колебаниями валопровода; построить математическую модель свободных и вынужденных колебаний валопровода с учётом демпфирования опор.

Литература

1. Басенко В.Р., Низамиев М.Ф., Ившин И.В., Владимиров О.В. 3D модель силового трансформатора для исследования его технического состояния по вибрационным параметрам // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2022; 24(3):130-143. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2022-24-3-130-143>
2. Пахомов С. А., Маслов И. Н. Механика конструкций в COMSOL Multiphysics // Инновационные идеи молодых исследователей : Сборник научных статей по материалам XII Международной научно-практической конференции – Уфа: Общество с ограниченной ответственностью "Научно-издательский центр "Вестник науки", 2023. – С. 63-66. – EDN ХМКТГМ.
3. Sultanov L. U., Mityaikin V. I., Shuvalov V. A. [et al.] Study of Local Strength of Tail Rotor Blade under Ground and Flight Loads // Russian Aeronautics. – 2024. – Vol. 67, No. 2. – P. 255-262. – DOI 10.3103/S1068799824020053. – EDN ЕРНКВА.
4. Титов А. В., Осипов Б.М., Николаева Н. В. Представление характеристик узлов в математической модели газотурбинной установки // Вестник Казанского государственного энергетического университета. – 2017. – № 2(34). – С. 43-49. – EDN ZTEJWF.
5. Менделеев Д. И., Марьин Г. Е., Ахметшин А. Р. Показатели режимных характеристик парогазового энергоблока ПГУ-110 МВт на частичных нагрузках // Вестник Казанского государственного энергетического университета. – 2019. – Т. 11, № 3(43). – С. 47-56. – EDN MBLKLL.
6. Ютанова А. А., Клейдман М.Д. Анализ НДС на основе МКЭ цельнокованого ротора турбины при действии эксплуатационных нагрузок с учётом дефектов в осевом канале // XXVI Всероссийский аспиран.-магист. научный семинар, посвященный дню энергетика: материалы докладов : в 3 т., Казань, 06–07 декабря 2022 года. Том 2. – Казань: КГЭУ, 2023. – С. 184-187.
7. Новикова М.В., Хрусталева В.А. Эффективность внепикового энергообеспечения электропривода ГПА в регионах с высокой долей АЭС. Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2016;(1-2):37-45.
8. Иванов А. И., Спирин А. С. Характерные особенности валопроводов газоперекачивающих станций // Наука и военная безопасность. – 2016. – № 4(7). – С. 81-86. – EDN XXBGKB.
9. Марьин Г.Е., Осипов Б.М., Ахметшин А.Р. Исследование применения водорода в качестве топлива для улучшения энергетических и экологических показателей работы газотурбинных установок // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2021. Т. 23. №3(158). С. 84-92.
10. Тимофеева С. С., Хизбуллин А. Р., Мингалеева Г. Р. Оценка возможности применения газоперекачивающего агрегата для транспортировки технологического газа // Вестник Казанского государственного энергетического университета. – 2021. – Т. 13, № 4(52). – С. 76-87. – EDN PLAXCQ.
11. Новоселова М.С., Мингалеева Г.Р., Марьин Г.Е., Титов А.В. Перспективы использования синтез-газа в газотурбинных установках. Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2024;26(1):131-143.
12. Dai H. M. et al. Use of Finite Element Method Software to Assess the Safety of a Newly Designed Electric Motorcycle Frame //Sensors & Materials. – 2024. – Т. 36.
13. Liao M., Zhang L., Nong S., Zhang C., Zhu R., & Chen W. Study on the Effect of Cracks in Diaphragm Couplings on the Dynamic Characteristics of Shaft System// Machines. –2024. 12(10), 741.
14. Фирсов Е. П., Ряховский О. А., Гуськов А. М., Билецкий Е. О. Особенности проектирования упругой компенсирующей муфты. Часть 1. Расчёт упругого элемента при соосном расположении валов// Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. – 2010. – № 12. – С. 5.
15. Qiu, Z., Qiqi, H., Han, Z., and Zhang, F. (2020). A kind of perforated diaphragm coupling and its design method. // Liaoning Province. 2020 – CN110953257A.

16. Граков С. А., Бохан В. В., Зубарев А. В., Бобров С. П. Основные принципы конструирования и расчёта компенсирующих полужёстких мембранных металлических муфт // Ученые записки Комсомольского-на-Амуре государственного технического ун-та. – 2019. – Т. 1, № 4(40). – С. 37-45.

17. Граков С. А., Бохан В. В., Ильичев В. А., Бобров С. П. Потеря устойчивости мембранной муфты с переменным сечением при действии крутящего момента // Проблемы машиноведения: материалы III Междунар. науч.-технической конф., Омск, 2019. Часть I. – Омский государственный технический университет. – С. 86-91. – EDN WAYQGR.

18. Захаров А. Г., Будусов В. Г., Ю. П. Мягих, Г. Ф. Кислицын. Патент № 2152544 С1 Российская Федерация, МПК F16D 9/00. устройство для передачи вращения между валами: № 98122301/28: заявл. 07.12.1998: опубл. 10.07.2000 /заявитель Открытое акционерное общество Научно-производственное объединение "Искра". – EDN HWAGXZ.

19. Клейдман О. В., Клейдман М. Д. Анализ свободных и вынужденных колебаний сосудов и баллонов высокого давления из композитных материалов на основе МКЭ. Подогреватель высокого давления и ресивер водорода // Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы - 2022 (МНТК "ИМТОМ - 2022"): Матер. XI-й Междунар. научно-технической конференции, Казань, 2022. Том Часть 2. – Акционерное общество "Казанский научно-исслед. институт авиационных технологий. – С. 189-191. – EDN ПWNMZ.

20. Сидоров И.Н., Горелов А.В., Булашов Д.А. Вычисление и сравнительный анализ коэффициентов жесткости пластинчатых и мембранных соединений муфт газоперекачивающих агрегатов // Научно-технический вестник Поволжья. – 2017. №2. – С.28-35.

21. Паранук А. А. и др. Разработка методики диагностирования узлов газоперекачивающего агрегата по данным вибродиагностики //Современные наукоемкие технологии. – 2021. – №. 6-2. – С. 270-276.

22. Cheng, S., Wang, G. P., Liu, J. X., & Yan, F. F. (2022, September). Research on torsional characteristics of closed interference fit diaphragm coupling. In *International Conference on Mechanical Design and Simulation (MDS 2022)* (Vol. 12261, pp. 284-290). SPIE.

23. Wang G. et al. The diaphragm coupling in energy equipment: A review / G. Wang, J. Liu, Sh. Cheng [et al.] // *Frontiers in Energy Research*. – 2022. – Vol. 10. – DOI 10.3389/fenrg.2022.1001315. – EDN YHOFGO.

24. Шакурова Р.З., Гапоненко С.О., Кондратьев А.Е. Методика проведения оперативного диагностирования трубопроводов энергетических систем и комплексов. Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2020; 22(6):188-201

25. Wang J. et al. Torsional vibration characteristics analysis and vibration suppression research of compressor flexible rotor system considering fit clearance // *Multibody System Dynamics*. – 2024. – 1-30.

26. Dai H. M., Chen B. H., Hsu C. M., Lin C. L., & Yang C. F. Analyses of Full-load, Modal, and Fatigue Life of Electric Motorcycle Frame Using Finite Element Software ANSYS // *Sensors and Materials*. – 2023. 35(8), 2817-2829.

27. F. Hu, Q. He, B. Fu [et al.] Reliability Analysis of Diesel Engine Connecting Rod Threaded Connection Based on ANSYS // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2023. – Vol. 2459, No. 1. – P. 012095. – DOI 10.1088/1742-6596/2459/1/012095. – EDN KUHUYE.

28. Marin, G. E., Kleidman, O. V., Ilyushin, P. V., & Akhmetshin, A. R. (2025). Analysis of stress-strain state of hydrogen receiver casing // *International Journal of Hydrogen Energy*, 98, 1366-1373.

Авторы публикации

Клейдман Ольга Владимировна – канд. физ.– мат. наук, доцент кафедры «Энергетическое машиностроение», Казанский государственный энергетический университет (КГЭУ).

ORCID*: <http://orcid.org/0009-0003-0434-4134>. Email: olgakdpm@mail.ru.

Маслов Игорь Николаевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Энергетическое машиностроение», Казанский государственный энергетический университет (КГЭУ).

Email: ig-mas@mail.ru.

Николаева Надежда Владимировна – канд. физ.– мат. наук, доцент кафедры «Высшая математика» Казанского государственного энергетического университета (КГЭУ).

Email: navlnic@rambler.ru.

References

1. Basenko V.R., Nizamiev M.F., Ivshin I.V., Vladimirov O.V. 3D model of a power transformer to study its technical condition by oscillation parameters. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2022;24(3):130-143. (In Russ.)
2. Pakhomov S. A., Maslov I. N. Structural Mechanics in COMSOL Multiphysics // Innovative ideas of young researchers: Collection of scientific articles based on the materials of the XII International scientific and practical conference - Ufa: Limited Liability Company "Scientific Publishing Center" Vestnik Nauki ", 2023. - P. 63-66. (In Russ.)
3. Sultanov L. U., Mitryaikin V. I., Shuvalov V. A. [et al.] Study of Local Strength of Tail Rotor Blade under Ground and Flight Loads // Russian Aeronautics. – 2024. – Vol. 67, No. 2. – P. 255-262. – DOI 10.3103/S1068799824020053. – EDN EPHKBA.
4. Titov A.V., Osipov B.M., Nikolaeva N.V. Representation of characteristics of nodes in mathematical model of gas turbine. *Kazan state power engineering university bulletin*. 2017. № 2(34). P. 43-49. (In Russ.)
5. Mendeleev D. I., Maryin G. E., Akhmetshin A. R. Performance characteristics of the combined cycle power regime ccp-110 mw at partial loads. *Kazan state power engineering university bulletin*. 2019. V. 11, № 3(43). P. 47-56. (In Russ.)
6. Yutanova A. A., Kleidman M. D. Analysis of the stress-strain state based on the FEM of a solid-forged turbine rotor under operational loads, taking into account defects in the axial channel // XXVI All-Russian postgraduate and master's scientific seminar dedicated to the Day of Power Engineer: materials of reports: in 3 volumes, Kazan, December 06-07, 2022. Volume 2. - Kazan: Kazan State Power Engineering University, 2023. - P. 184-187. (In Russ.)
7. Novikova M.V., Khrustalev V.A. Efficaciousness offpick power supply input electrical drive GPU in regions with high fraction NPS. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2016;(1-2):37-45. (In Russ.)
8. Ivanov A.I., Spirin A.S. Features of shaft assemblies for gas compressor stations. *Science and military security*. 2016; № 4(7). P. 81-86. (In Russ.)
9. Marin G.E., Osipov B.M., Akhmetshin A.R. Research of the application of hydrogen as a fuel to improve energy and environmental performance of gas turbine plants. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2021; 23(2): 84-92. doi:10.30724/1998-9903-2021-23-2-84-92. (In Russ.)
10. Timofeeva S.S., Khizbullin A.R., Mingaleeva G.R. Thermochemical processing of low-grade peat based on gasification. *Kazan state power engineering university bulletin*. 2021. V. 13, № 4(52). P. 76-87. (In Russ.)
11. Novoselova M.S., Mingaleeva G.R., Marin G.E., Titov A.V. Perspectives of using syngas in gas turbine plants. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2024;26(1):131-143. (In Russ.)
12. Dai, H. M., Chen, B. H., Hsu, C. M., Lin, C. L., Tseng, H. W., & Yang, C. F. Use of Finite Element Method Software to Assess the Safety of a Newly Designed Electric Motorcycle Frame. *Sensors & Materials*, 2024. 36.
13. Liao M., Zhang L., Nong S., Zhang C., Zhu R., & Chen W. Study on the Effect of Cracks in Diaphragm Couplings on the Dynamic Characteristics of Shaft System. *Machines*. 2024. 12(10), 741.
14. Firsov E. P., Ryakhovsky O. A., Guskov A. M., Biletsky E. O. Features of designing an elastic compensating coupling. Part 1. Calculation of an elastic element with coaxial shafts // Science and education: scientific publication of Bauman Moscow State Technical University. 2010. № 12. P. 5-16. (In Russ.)
15. Qiu, Z., Qiqi, H., Han, Z., and Zhang, F. (2020). A kind of perforated diaphragm coupling and its design method. // Liaoning Province. 2020 – CN110953257A.
16. Grakov S. A., Bokhan V. V., S. P. Bobrov, A. V. Zubarev. Basic principles of design and calculation of compensating semi-rigid membrane metal couplings. *Scientific notes of the Komsomolsk-on-Amur State Technical University*. 2019. V. 1, № 4(40). P. 37-45. (In Russ.)
17. Grakov S. A., Bokhan V. V., Il'ichev V. A., Bobrov S. P. Loss of stability of the membrane coupling with variable cross-section under the torque. *Problems of mechanical engineering: Proceedings of the III International Scientific and Technical Conference, Omsk. 2019. Part I. – Omsk State Technical University. – P. 86-91. (In Russ.)*
18. Zakharov A.G., Budusov V.G., Mjagkikh Ju.P., Kislitsyn G.F. Device for imparting shaft-to-shaft rotation. RU (11) 2 152 544(13) C1. F 16 D 9/00. Abstract of invention. Application: 98122301/28, 07.12.1998.) Applicant(s): Otkrytoe aktsionerное obshchestvo Nauchno proizvodstvennoe ob"edinenie "Iskra".
19. Kleidman O. V., Kleidman M. D. Analysis of free and forced vibrations of high-pressure vessels and cylinders made of composite materials based on FEM. High-pressure heater and hydrogen receiver // Innovative engineering technologies, equipment and materials - 2022 (MNTK "IMTOM - 2022"): Proc. XI-th International. scientific and technical conference, Kazan, 2022. Volume Part 2. - Joint-Stock Company "Kazan Research Institute of Aviation Technologies. - P. 189-191. (In Russ.)

20. Sidorov I.N., Gorelov A.V., Bulashov D.A. The calculation and comparative analysis coefficients of stiffnesses of plate and membrane connections of couplings of gas-pumping units. *Scientific and technical bulletin of the volga region*. 2017. №2. – P.28-35. (In Russ.)

21. Paranuk A. A. et al. Development of the methodology of diagnostics of the gas pumping unit nodes according to the vibrodiagnostic data. *Modern knowledge-intensive technologies*. 2021. №. 6-2, P. 270-276. (In Russ.)

22. Cheng, S., Wang, G. P., Liu, J. X., & Yan, F. F. (2022, September). Research on torsional characteristics of closed interference fit diaphragm coupling. In *International Conference on Mechanical Design and Simulation (MDS 2022)* (Vol. 12261, pp. 284-290). SPIE.

23. Wang G. et al. The diaphragm coupling in energy equipment: A review / G. Wang, J. Liu, Sh. Cheng [et al.] // *Frontiers in Energy Research*. – 2022. – Vol. 10. – DOI 10.3389/fenrg.2022.1001315. – EDN YHOFGO.

24. Shakurova R.Z., Gaponenko S.O., Kondratiev A.E. Technique for operational diagnosis of pipelines of energy systems and complexes. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2020;22(6):188-201. (In Russ.)

25. Wang J. et al. Torsional vibration characteristics analysis and vibration suppression research of compressor flexible rotor system considering fit clearance. *Multibody System Dynamics*. 2024. 1-30.

26. Dai H. M., Chen B. H., Hsu C. M., Lin C. L., & Yang C. F. Analyses of Full-load, Modal, and Fatigue Life of Electric Motorcycle Frame Using Finite Element Software ANSYS. *Sensors and Materials*. – 2023. 35(8), 2817-2829.

27. F. Hu, Q. He, B. Fu [et al.] Reliability Analysis of Diesel Engine Connecting Rod Threaded Connection Based on ANSYS // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2023. – Vol. 2459, No. 1. – P. 012095. – DOI 10.1088/1742-6596/2459/1/012095. – EDN KUHYKE.

28. Marin, G. E., Kleidman, O. V., Ilyushin, P. V., & Akhmetshin, A. R. (2025). Analysis of stress-strain state of hydrogen receiver casing. *International Journal of Hydrogen Energy*, 98, 1366-1373.

Authors of the publication

Olga V. Kleidman – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia. *ORCID**: <http://orcid.org/0009-0003-0434-4134>. Email: olgakdpm@mail.ru

Igor N. Maslov – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia. Email: ig-mas@mail.ru.

Nadezhda V. Nikolaeva – Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia. Email: navlnic@rambler.ru.

Шифр научной специальности: 2.4.5. Энергетические системы и комплексы

Получено 16.03.2025 г.

Отредактировано 27.03.2025 г.

Принято 13.05.2025 г.