

Проектирование узлов опирания привода на крышку аппарата с механическим перемешивающим устройством

Дмитрий С. Долгин	¹	dim_dol.94@mail.ru	 0000-0001-5179-3854
Юрий А. Веткин	¹	vetkinia@ystu.ru	
Илья С. Гуданов	¹	goudanov@ya.ru	
Антон Е. Лебедев	¹	lae4444@mail.ru	 0000-0002-0856-3209
Александр А. Ватагин	¹	vatagerr@bk.ru	
Александра И. Холодкова	²	holodkovaa@list.ru	 0009-0001-7373-5265

¹ Ярославский государственный технический университет, пр-т Московский, 88, г. Ярославль, 150023, Россия

² Ярославское высшее военное училище противовоздушной обороны имени Маршала Советского Союза Л.А. Говорова, пр-т Московский, 28, г. Ярославль, 150001, Россия

Аннотация. Аппараты с механическими перемешивающими устройствами широко применяются в химической и смежной с ней отраслях промышленности. При работе таких аппаратов на штуцер под перемешивающее устройство действуют сжимающая сила и крутящий момент, со стороны привода. Результатом их действия является деформации штуцера установки привода, что приводит к возникновению вибраций и снижению прочности конструкции. Таким образом важной задачей является снижение вибрации на корпус аппарата, добиться этого можно с помощью укрепления штуцера. В работе представлены результаты проектирования узла опирания на крышку аппарата, укрепленного ребрами жесткости и укрепляющим кольцом. С помощью системы Autodesk Inventor Professional была создана расчетная схема и получены различные соотношения параметров, отвечающих требованию жесткости конструкции. Для определения количества ребер жесткости была исследована зависимость нагрузки, создаваемой приводом в зависимости от угла приложения действующей на опору. С целью выбора ширины укрепляющего кольца был построен график зависимости радиуса укрепляющего кольца от количества ребер. Длина ребра жесткости определена с помощью анализа графика зависимости напряжения в штуцере. На основе анализа полученных данных был разработан метод укрепления фланца с помощью кольца и добавления ребер жесткости, отвечающего требованиям прочности и минимально допустимого угла отклонения.

Ключевые слова: аппарат с механическим перемешивающим устройством, вибрация, штуцер, кольцо укрепляющее, ребра жесткости.

Designing the drive support units on the cover of the machine with a mechanical mixing device

Dmitry S. Dolgin	¹	dim_dol.94@mail.ru	 0000-0001-5179-3854
Yuri A. Vetkin	¹	vetkinia@ystu.ru	
Ilya S. Gudanov	¹	goudanov@ya.ru	
Anton E. Lebedev	¹	lae4444@mail.ru	 0000-0002-0856-3209
Alexander A. Vatagin	¹	vatagerr@bk.ru	
Alexandra I. Holodkova	²	holodkovaa@list.ru	 0009-0001-7373-5265

¹ Yaroslavl State Technical University, 88 Moskovsky Avenue, Yaroslavl, 150023, Russia

² Yaroslavl Higher Military School of Air Defense named after Marshal of the Soviet Union L.A. Govorov, 28 Moskovsky Avenue, Yaroslavl, 150001, Russia

Abstract. Devices with mechanical mixing devices are widely used in chemical and related industries. When such devices are operating, a compressive force and a torque from the drive side act on the fitting for the mixing device. The result of their action is the deformation of the drive fitting, which leads to vibrations and a decrease in structural strength. Thus, an important task is to reduce vibration on the body of the device, this can be achieved by strengthening the fitting. The paper presents the results of designing a support unit for the lid of the device, reinforced with stiffeners and a reinforcing ring. Using the Autodesk Inventor Professional system, a calculation scheme was created and various parameter ratios were obtained that meet the requirements of structural rigidity. To determine the number of stiffeners, the dependence of the load generated by the drive on the angle of application of structural on the support was investigated. In order to select the width of the reinforcing ring, a graph was constructed of the dependence of the radius of the reinforcing ring on the number of edges. The length of the stiffener is determined by analyzing the graph of the voltage dependence in the fitting. Based on the analysis of the data obtained, a method was developed for strengthening the flange using a ring and adding stiffeners that meet the requirements of strength and the minimum allowable deflection angle.

Keywords: apparatus with a mechanical mixing device, vibration, fitting, reinforcing ring, stiffeners.

Для цитирования

Долгин Д.С., Веткин Ю.А., Гуданов И.С., Лебедев А.Е., Ватагин А.Е., Холодкова А.И. Проектирование узлов опирания привода на крышку аппарата с механическим перемешивающим устройством // Вестник ВГУИТ. 2026. Т. 88. № 1. С. 273–280. doi:10.20914/2310-1202-2026-1-273-280

For citation

Dolgin D.S., Vetkin Yu.A., Gudanov I.S., Lebedev A.E., Vatagin A.E., Kholodkova A.I. Designing the drive support units on the cover of the machine with a mechanical mixing device. Vestnik VGUIT [Proceedings of VSUET]. 2026. vol. 88. no. 1. pp. 273–280. (in Russian). doi:10.20914/2310-1202-2026-1-273-280

This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution 4.0 International License

Введение

Аппараты с механическими перемешивающими устройствами широко применяются в химической и смежных с ней отраслях промышленности для получения однородных растворов, эмульсий, суспензий, а также для ускорения тепловых, диффузионных и химических процессов [1–4]. Несмотря на большое разнообразие мешалок принцип работы у них одинаков: внутри емкости постоянно вращается перемешивающее устройство (лопастное, якорное, ленточное или другие), приводящееся в движение приводом (электродвигателем, редуктором) [5–7]. Во время работы аппарат с мешалкой испытывает нагрузку на корпус со стороны привода, что приводит к возникновению вибраций и снижению прочности конструкции в целом [8–10].

Цель работы – проектирование узлов опирания привода на крышку аппарата с механическим перемешивающим устройством с целью снижения вибрации на корпус.

Материалы и методы

Классическая конструкция аппарата с механическим перемешивающим устройством приведен на рисунке 1. Аппарат состоит из корпуса 1, верхней крышки 2, в которую врезан штуцер под перемешивающее устройство 3, именно к этому элементу и будет приложены нагрузки от привода. На штуцер монтируется перемешивающее устройство, состоящее из электродвигателя 4 и редуктора 5, которые монтируются на стойку 6, вала 7, на который установлена мешалка 8. Для герметизации внутренней среды аппарата предусмотрено уплотнение 9.

Для увеличения жесткости конструкции можно использовать несколько способов:

1. Увеличение толщин днища (S_K , см. рисунок 1).
2. Увеличение толщины патрубка штуцера (S_{II} , см. рисунок 1).
3. Использование накладного кольца (рисунок 1, п. 10).
4. Использование укрепляющих ребер (рисунок 1, п. 11).

Первый способ не рационален и ведет к заметному увеличению металлоемкости, так нагрузки от привода имеют местный характер, и быстро затухают по мере удаления от центра днища [11]. Второй способ полностью не решает проблему, так как при достаточной толщине штуцера деформациям подвергается место соединения днища со штуцером [11].

В статьях можно встретить различные варианты укрепления фланцевого соединения и его исследования на прочность [12–15]. Существуют так же варианты укрепления соединения только ребрами жесткости [16,17].

Наиболее предпочтительным является использование комбинации накладного кольца и укрепляющих ребер [11]. Толщина укрепляющего кольца, как правило принимается равной толщине днища. При этом предстоит выяснить как влияют наружный диаметр кольца, длина и количество укрепляющих ребер на укрепляющую способность данного узла.

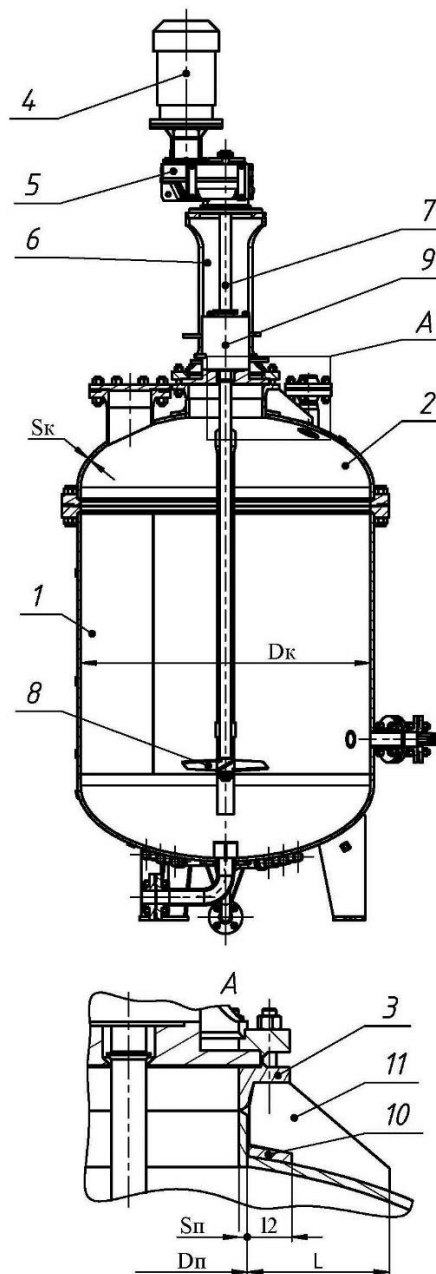


Рисунок 1. Конструкция аппарата с механическим перемешивающим устройством: 1 – корпус, 2 – крышка, 3 – штуцер под перемешивающее устройство, 4 – электродвигатель, 5 – редуктор, 6 – стойка, 7 – вал, 8 – мешалка, 9 – уплотнение, 10 – кольцо укрепляющее, 11 – ребро

Figure 1. The design of the device with a mechanical mixing device: 1 – body, 2 – lid, 3 – fitting for the mixing device, 4 – electric motor, 5 – gearbox, 6 – rack, 7 – shaft, 8 – agitator, 9 – seal, 10 – reinforcing ring, 11 – rib

Исходными данными для моделирования приняты:

1. Диаметр корпуса: $D_K = 1600$ мм (см. рисунок 1).
2. Толщина стенки крышки: $S_K = 8$ мм (см. рисунок 1).
3. Диаметр штуцера под механическое перемешивающее устройство: $D_{II} = 250$ мм (рисунок 1).
4. Толщина патрубка штуцера под механическое перемешивающее устройство: $S_{II} = 8$ мм (см. рисунок 1).
5. Крутящий и изгибающий моменты, передаваемые от привода: $M = 1100$ Н·мм.
6. Осевая сила, равная весу привода: $M = 3000$ Н.

Переменными параметрами были приняты.

1. Ширина кольца жесткости (l_2 , см. рисунок 1) изменялась в пределах от 25 до 75 мм с шагом 25 мм. Максимальную ширину кольца целесообразно ограничить зоной укрепления днища по ГОСТ 34233.3–2017. В данном случае она равна 113 мм.

2. Количество ребер принято $n = 2, 3, 4, 6, 9, 12$.

3. Длина ребер (L) принята от 200 до 250 мм с шагом 25 мм.

Результаты

При проектировании узлов опирания опытно-экспериментальные исследования не всегда являются целесообразными в связи с увеличением времени и ресурсозатратностью. Поэтому актуальным и менее энергозатратным методом является вычислительный эксперимент и использование виртуального проектирования [18–20]. Моделирование и расчет производились с использованием метода конечных элементов в программе Autodesk Inventor Professional.

При моделировании учитываем, что максимальный угол поворота фланца, на который прикреплен привод, не должен быть больше $0,05^\circ$.

Условие опирания днища по наружному контуру в виде жесткой заделки, моменты и сила от привода приложены к уплотнительной поверхности фланца штуцера (рисунок 2).

Для контроля угловая деформация фланца α была пересчитана в линейную деформацию Δ края фланца (рисунок 2) по формуле:

$$\Delta = \frac{D_\phi}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где D_ϕ – наружный диаметр фланца.

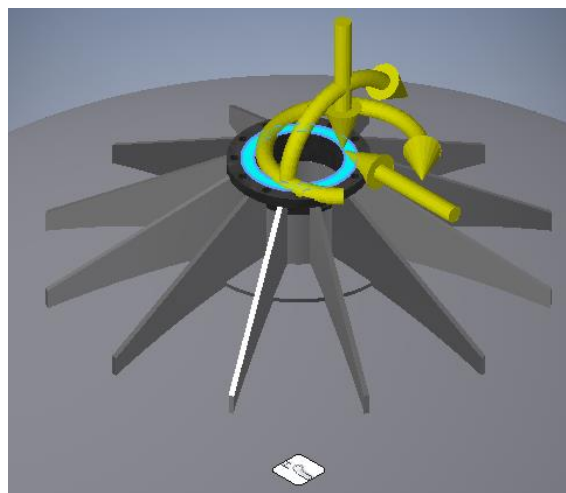


Рисунок 2. Расчётная схема

Figure 2. Design scheme

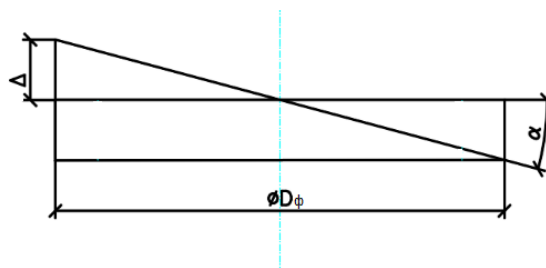


Рисунок 3. Схема пересчета угловой в линейную деформацию

Figure 3. Scheme for converting angular to linear deformation

Для диаметра фланца 150 мм при угле $0,05^\circ$ линейная деформация составляет 0,13 мм. Эту величину контролируем при дальнейших расчетах.

В результате расчета методом конечных элементов в таблицу 1 внесены возможные соотношения параметров, отвечающих необходимому требованию жесткости конструкции.

Определение количества ребер

Нагрузка на фланец, является циркулирующей по окружности. Произведено исследование максимальных напряжений, возникающих в узле опирания при разном количестве ребер от угла действия нагрузки. Расчет проведен с шагом в 5° . Результаты представлены на рисунке 4.

Из рисунка хорошо видно, что с увеличением числа ребер амплитуда колебаний нагрузки уменьшается. Для того что бы данные колебания можно было не учитывать, как малоцикловые, в соответствии с ГОСТ 34233.6–2017, величина этих колебаний должна составлять не более 15 % от нагрузки. Данному условию удовлетворяют кривые 4,5,6. Тем самым количество ребер должно быть не менее 6 штук.

Таблица 1

Результаты расчетов

Table 1

Calculation results

Рёбра, шт. Edges, pcs	Длина ребра, мм Rib length, mm	Ширина укрепления кольца, мм Ring reinforcement width, mm
2	250	75
3	200	75
	250	50
4	200	50
	230	75
	250	25
6	200	50
	250	0
9	200	50
	250	0
12	200	0

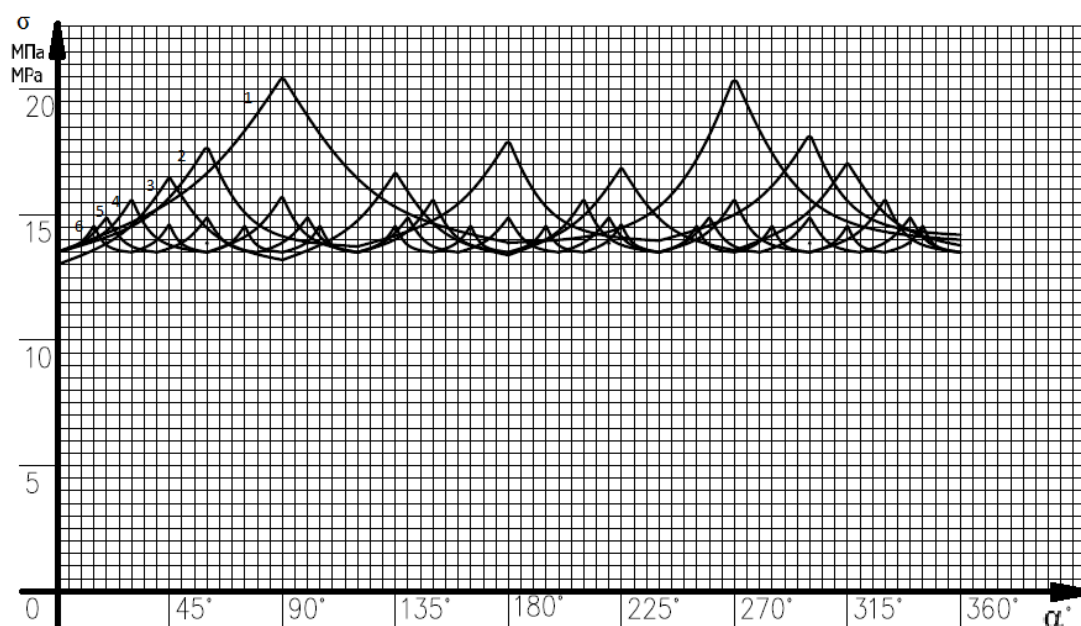


Рисунок 4. Зависимость напряжений в штуцере от угла приложения нагрузок: 1 – с 2 рёбрами жесткости, 2 – с 3 рёбрами жесткости, 3 – с 4 рёбрами жесткости, 4 – с 6 рёбрами жесткости, 5 – с 9 рёбрами жесткости, 6 – с 12 рёбрами жесткости

Figure 4. The dependence of stresses in the fitting on the angle of application of loads: 1 – with 2 stiffeners, 2 – with 3 stiffeners, 3 – with 4 stiffeners, 4 – with 6 stiffeners, 5 – with 9 stiffeners, 6 – with 12 stiffeners

Определение ширины укрепляющего кольца

Для определения наиболее оптимальной ширины укрепляющего кольца, исследуем связь между шириной кольца и количеством ребер, при выполнении условия жесткости фланца по угловой деформации (рисунок 5). Максимальное отклонение от оси аппарата составляет не более $0,05^\circ$. Длина ребра принята постоянной. Зависимость близка к линейной. Характер кривой показывает, что при уменьшении количества ребер требуется меньшая ширина укрепляющего

кольца. Так же, при $n=12$ для выполнения заданных условий, оно и вовсе не нужно. При этом не отпадает необходимость расчета укрепления отверстия по ГОСТ 34233.3–2017 от внутреннего давления с учетом действия нагрузок. Если в соответствии с ГОСТ 34233.3–2017 кольцо необходимо, то оно должно быть установлено в обязательном порядке.

Таким образом, анализируя данные, приведенные на графике (рисунок 5), можно сделать вывод о целесообразности применении укрепляющего кольца шириной не менее 45 мм.

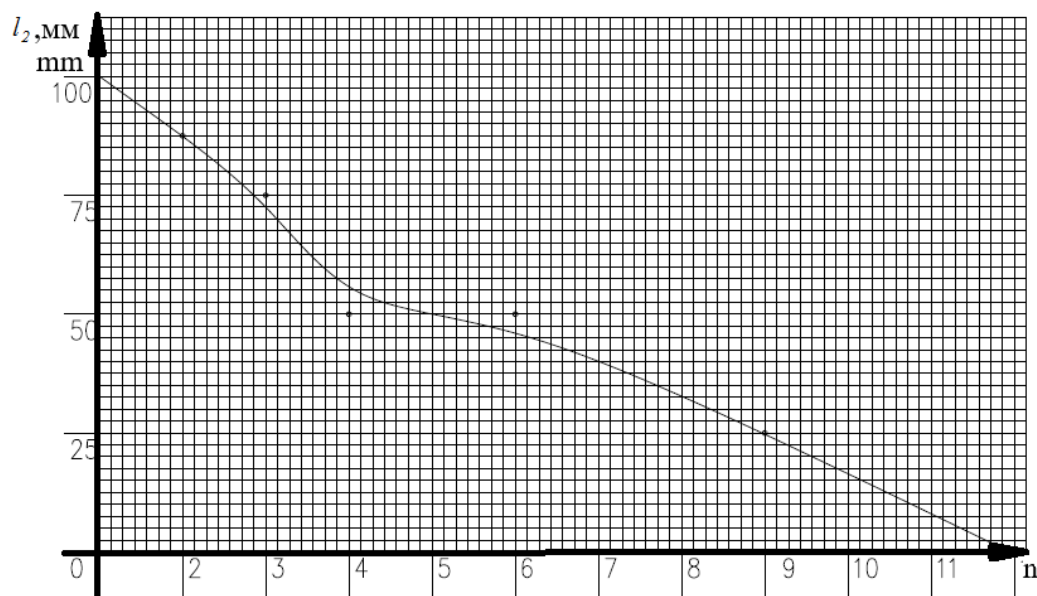


Рисунок 5. Зависимость радиуса укрепляющего кольца от количества ребер

Figure 5. The radius of the reinforcing ring depends on the number of ribs

Определение длины ребра жесткости

С целью определения длины ребра жесткости был построен график зависимости напряжения в штуцере от длины ребра (рисунок 6). Из проведенного результата видно, что наиболее сильно напряжение уменьшается при длине ребра до 275 мм, далее падение напряжений уже незначительно, а при значении $L=250$ мм, увеличение радиуса не является целесообразным,

так как напряжение остается на том же уровне, не изменяя свою величину. При этом, увеличением длины ребер, без изменения других параметров не удалось добиться уменьшения деформации фланца до требуемых значений.

Дополнительно было проведено исследование по укреплению штуцера только укрепляющим кольцом. Результатом является вывод о том, что одним укрепляющим кольцом нельзя добиться требуемой величины деформации.

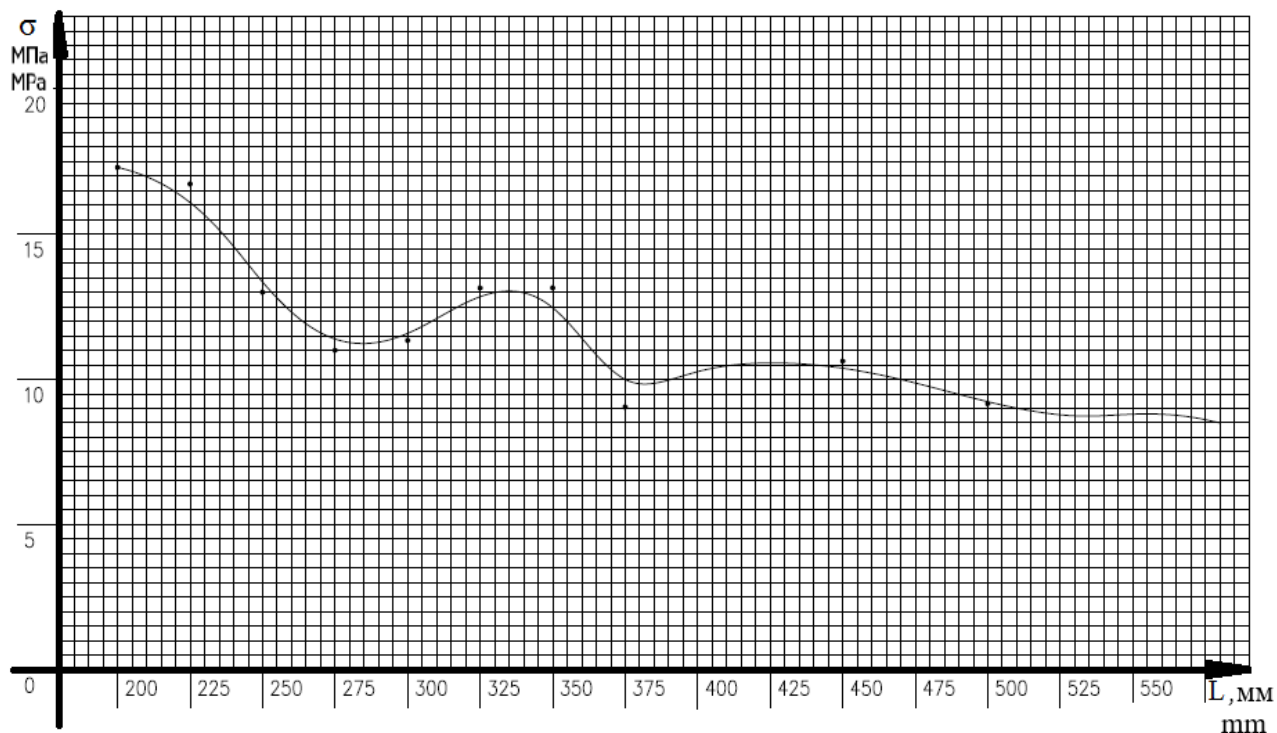


Рисунок 6. График зависимости напряжений в штуцере от длины ребра жесткости

Figure 6. Graph of the dependence of the stresses in the fitting on the length of the stiffener

Заключение

Из анализа результата видно, что наиболее эффективным является использование комбинации кольца и укрепляющих ребер. Рассматривая вопрос количества ребер, можно сделать вывод: чем больше ребер, тем меньше амплитуда колебаний нагрузки, передаваемой от привода аппарата. Но с другой стороны, при этом растет масса узла. Поэтому нашей задачей было проанализировать результаты исследований и подобрать наиболее оптимальное соотношение количества ребер, их длин и ширины укрепляющего кольца, не делая узел крепления излишне массивным.

На основе полученных данных нами выбрана следующая модель: количество ребер 6, длина ребра равна 250 мм и ширина укрепляющего кольца 50 мм. По данным параметрам была построена трехмерная модель (рисунок 7).

Предложен способ укрепления штуцера под перемешивающее устройство, позволяющий увеличить его жесткость и добиться относительно небольшого угла отклонения от оси в заданном допуске. Поэтому данный способ можно

рассматривать, как наиболее оптимальный с точки зрения надежности, металлоемкости и простоты изготовления.

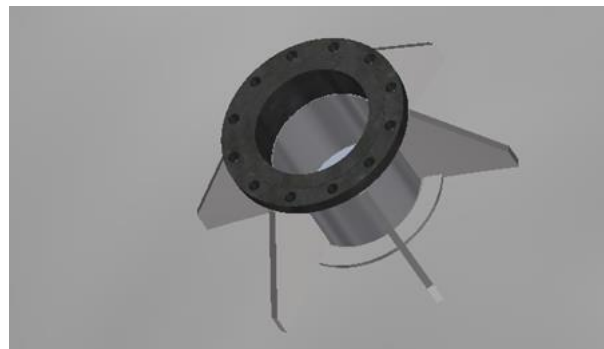


Рисунок 7. Выбранная модель укрепления фланца

Figure 7. Selected flange reinforcement model

Применение данного способа позволит улучшить конструкцию аппаратов с перемешивающим устройством, снизив вибрации на корпус и увеличив тем самым срок эксплуатации аппаратов с механическими перемешивающими устройствами.

Литература

- 1 Бондаренко Н.А., Гусева Е.В., Сафаров Р.Р. Применение вычислительной гидродинамики для моделирования биореакторов с мешалкой в Ansys Fluent // Вестник ВГУИТ. 2023. Т. 85. № 2 (96). С. 123–129. doi: 10.20914/2310-1202-2023-2-123-129
- 2 Лыткина Л.И., Шенцова Е.С., Коптев Д.В., Ситников Н.Ю. Биореактор с применением импеллерных мешалок для культивирования биомассы микроводорослей // Вестник ВГУИТ. 2019. Т. 81. № 1 (79). С. 32–35. doi: 10.20914/2310-1202-2019-1-32-35
- 3 Ferreira D.B., Tada E.F.R., João C.T. Simulation of static drying and drying with intermittent rotations in a horizontal drum of rice used in the cultivation of *Metarhizium anisopliae* // Chemical Engineering and Processing – Process Intensification. 2025. V. 209. doi: 10.1016/j.cep.2025.110169
- 4 Courtois F. Roller and drum drying for food powder production // Bhandari B., Bansal N., Zhang M., Schuck P. (eds.) Handbook of Food Powders. 2nd ed. Woodhead Publishing, 2024. P. 57–70. doi: 10.1016/B978-0-323-98820-9.00062-4
- 5 Приходько А.А., Герасименко Е.О. Исследование эффективности теплообмена в перемешивающем устройстве с неравномерным движением мешалки // Теоретические основы химической технологии. 2023. Т. 57. № 2. С. 228–237. doi: 10.31857/S0040357123020094
- 6 Лушнов М.А. Математическая модель процесса смешивания полужидких кормов в устройстве с пропеллером // Аграрная наука Евро-Северо-Востока. 2024. Т. 25. № 4. С. 712–719. doi: 10.30766/2072-9081.2024.25.4.712-719
- 7 Михайлов А.Ю., Петровский Э.А. Интенсификация теплообмена перемешиванием // Современные проблемы теории машин. 2024. № 17. С. 17–20. doi: 10.26160/2307-342X-2024-17-17-20
- 8 Meneghetti G., Campagnolo A. State-of-the-art review of peak stress method for fatigue strength assessment of welded joints // International Journal of Fatigue. 2020. V. 139. P. 105705. doi: 10.1016/j.ijfatigue.2020.105705
- 9 Frendo F., Marulo G., Chiocca A., Bertini L. Fatigue life assessment of welded joints under sequences of bending and torsion loading blocks of different lengths // Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. 2020. V. 43. P. 1290–1304. doi: 10.1111/ffe.13233
- 10 Karaagac C., Evren Toygar M. Fracture and fatigue analysis of an agitator shaft with a circumferential notch // Engineering Fracture Mechanics. 2006. V. 73. № 14. P. 2034–2052. doi: 10.1016/j.engfracmech.2006.03.014
- 11 Петреев И.Б., Веткин Ю.А. Укрепление фланца, приваренного к крышке аппарата, с помощью ребер жесткости // 72-я Всерос. науч.-техн. конф. студентов, магистрантов и аспирантов вузов с междунар. участием: сб. мат. конф. Ярославль: ЯГТУ, 2019. Ч. 2. С. 321–324.
- 12 Тишков Н.Л., Тишков Н.Л., Степаненко А.Н., Белов А.В. Оптимальное усилие предварительного напряжения болтов во фланцевом стыке // Инженерно-строительный вестник Прикаспия. 2020. № 1 (31). С. 8–11.
- 13 Kasenov A. Precision of hole processing by reamer-broaching // Science and Technology of Kazakhstan. 2023. № 1. P. 28–36. doi: 10.48081/MSMF5347
- 14 Ерофеев В.И., Самохвалов И.А. Оценка живучести фланцевого соединения стальной башенной конструкции с учетом экспериментального определения аэродинамических коэффициентов // Проблемы прочности и пластичности. 2020. Т. 82. № 2. С. 215–224. doi: 10.32326/1814-9146-2020-82-2-215-224

- 15 Braun M., Ahola A., Milaković A.S., Ehlers S. Comparison of local fatigue assessment methods for high-quality butt-welded joints made of high-strength steel // *Forces in Mechanics*. 2022. V. 6. P. 100056. doi: 10.1016/j.finmec.2021.100056
- 16 Chen B., Chen W., Li H. et al. Shear capacity of Cold-Formed steel channels with Edge-Stiffened web holes, unstiffened web holes, and plain webs // *Journal of Structural Engineering*. 2022. V. 148. № 2. P. 04021268. doi: 10.1061/(ASCE)ST.1943-541X.0003250
- 17 Zhou T., Chen H., Zhang P. et al. Study on seismic performance experimental and theoretical analysis of the bottom flange bolted and top flange welded vertical stiffener joint // *Structures*. 2025. V. 73. doi: 10.1016/j.istruc.2025.108165
- 18 Шевцов А.А., Ткач В.В. Вычислительный эксперимент в создании системы виртуального проектирования барабанных сушилок с тепловым насосом // *Вестник ВГУИТ*. 2024. Т. 86. № 3 (101). С. 15–23. doi: 10.20914/2310-1202-2024-3-15-23
- 19 Ma S., Li H. Experimental and numerical investigation of tensile behavior in prefabricated rigid flange connections: Influence of high-strength bolt hole diameter // *Structures*. 2025. V. 79. P. 109494. doi: 10.1016/j.istruc.2025.109494
- 20 Землянухин А.Д., Кашеварова Г.Г., Сон М.П. Экспериментальные и теоретические исследования податливых фланцевых соединений // *Строительство и реконструкция*. 2024. № 6 (116). С. 4–14. doi: 10.33979/2073-7416-2024-116-6-4-14

References

- 1 Bondarenko N.A., Guseva E.V., Safarov R.R. Application of Computational Fluid Dynamics for Modeling Stirred Bioreactors in Ansys Fluent. *Bulletin of VSUET*. 2023. vol. 85. no. 2 (96). pp. 123–129. doi: 10.20914/2310-1202-2023-2-123-129 (in Russian).
- 2 Lytkina L.I., Shentsova E.S., Koptev D.V., Sitnikov N.Yu. Bioreactor with Impeller Stirrers for Cultivation of Microalgae Biomass. *Bulletin of VSUET*. 2019. vol. 81. no. 1 (79). pp. 32–35. doi: 10.20914/2310-1202-2019-1-32-35 (in Russian).
- 3 Ferreira D.B., Tada E.F.R., João C.T. Simulation of static drying and drying with intermittent rotations in a horizontal drum of rice used in the cultivation of *Metarhizium anisopliae*. *Chemical Engineering and Processing – Process Intensification*. 2025. vol. 209. [Online first]. doi: 10.1016/j.cep.2025.110169.
- 4 Courtois F. Roller and drum drying for food powder production. In: Bhandari B., Bansal N., Zhang M., Schuck P. (eds.) *Handbook of Food Powders*. 2nd ed. Woodhead Publishing, 2024. pp. 57–70. doi: 10.1016/B978-0-323-98820-9.00062-4.
- 5 Prikhodko A.A., Gerasimenko E.O. Study of Heat Transfer Efficiency in a Stirring Device with Uneven Motion of the Mixer. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*. 2023. vol. 57. no. 2. pp. 228–237. doi: 10.31857/S0040357123020094 (in Russian).
- 6 Lushnov M.A. Mathematical Model of the Mixing Process of Semi-Liquid Feeds in a Device with a Propeller. *Agricultural Science of the Euro-North-East*. 2024. vol. 25. no. 4. pp. 712–719. doi: 10.30766/2072-9081.2024.25.4.712-719 (in Russian).
- 7 Mikhailov A.Yu., Petrovsky E.A. Intensification of Heat Transfer by Stirring. *Modern Problems of Machine Theory*. 2024. no. 17. pp. 17–20. doi: 10.26160/2307-342X-2024-17-17-20 (in Russian).
- 8 Meneghetti G., Campagnolo A. State-of-the-art review of peak stress method for fatigue strength assessment of welded joints. *International Journal of Fatigue*. 2020. vol. 139. article 105705. doi: 10.1016/j.ijfatigue.2020.105705.
- 9 Frendo F., Marulo G., Chiocca A., Bertini L. Fatigue life assessment of welded joints under sequences of bending and torsion loading blocks of different lengths. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 2020. vol. 43. pp. 1290–1304. doi: 10.1111/ffe.13233.
- 10 Karaagac C., Evren Toygar M. Fracture and fatigue analysis of an agitator shaft with a circumferential notch. *Engineering Fracture Mechanics*. 2006. vol. 73. no. 14. pp. 2034–2052. doi: 10.1016/j.engfracmech.2006.03.014.
- 11 Petreev I.B., Vetkin Yu.A. Strengthening of a Flange Welded to the Apparatus Cover Using Stiffening Ribs. In: 72nd All-Russian Scientific and Technical Conference of Students, Undergraduates and Postgraduates of Universities with International Participation: Collection of Conference Materials. Yaroslavl: YSTU, 2019. part 2. pp. 321–324. (in Russian).
- 12 Tishkov N.L., Tishkov N.L., Stepanenko A.N., Belov A.V. Optimal Pre-Tension Force of Bolts in a Flange Joint. *Caspian Engineering and Construction Bulletin*. 2020. no. 1 (31). pp. 8–11. (in Russian).
- 13 Kasenov A. Precision of hole processing by reamer-broaching. *Science and Technology of Kazakhstan*. 2023. no. 1. pp. 28–36. doi: 10.48081/MSMF5347.
- 14 Erofeev V.I., Samokhvalov I.A. Assessment of the Survivability of a Flange Joint of a Steel Tower Structure Taking into Account Experimental Determination of Aerodynamic Coefficients. *Problems of Strength and Plasticity*. 2020. vol. 82. no. 2. pp. 215–224. doi: 10.32326/1814-9146-2020-82-2-215-224 (in Russian).
- 15 Braun M., Ahola A., Milaković A.S., Ehlers S. Comparison of local fatigue assessment methods for high-quality butt-welded joints made of high-strength steel. *Forces in Mechanics*. 2022. vol. 6. article 100056. doi: 10.1016/j.finmec.2021.100056.
- 16 Chen B., Chen W., Li H. et al. Shear capacity of Cold-Formed steel channels with Edge-Stiffened web holes, unstiffened web holes, and plain webs. *Journal of Structural Engineering*. 2022. vol. 148. no. 2. article 04021268. doi: 10.1061/(ASCE)ST.1943-541X.0003250.
- 17 Zhou T., Chen H., Zhang P. et al. Study on seismic performance experimental and theoretical analysis of the bottom flange bolted and top flange welded vertical stiffener joint. *Structures*. 2025. vol. 73. [Online first]. doi: 10.1016/j.istruc.2025.108165.
- 18 Shevtsov A.A., Tkach V.V. Computational Experiment in the Creation of a Virtual Design System for Drum Dryers with a Heat Pump. *Bulletin of VSUET*. 2024. vol. 86. no. 3 (101). pp. 15–23. doi: 10.20914/2310-1202-2024-3-15-23 (in Russian).
- 19 Ma S., Li H. Experimental and numerical investigation of tensile behavior in prefabricated rigid flange connections: Influence of high-strength bolt hole diameter. *Structures*. 2025. vol. 79. article 109494. doi: 10.1016/j.istruc.2025.109494.
- 20 Zemlyanukhin A.D., Kashevarova G.G., Son M.P. Experimental and Theoretical Studies of Flexible Flange Joints. *Construction and Reconstruction*. 2024. no. 6 (116). pp. 4–14. doi: 10.33979/2073-7416-2024-116-6-4-14 (in Russian).

Сведения об авторах

Дмитрий С. Долгин старший преподаватель, кафедра «Технологические машины и оборудование», Ярославский государственный технический университет, ул. Слепнева, 24, г. Ярославль, 150048, Россия, dim_dol.94@mail.ru

 <https://orcid.org/0000-0001-5179-3854>

Юрий А. Веткин к.т.н., доцент, кафедра «Технологические машины и оборудование», Ярославский государственный технический университет, ул. Златоустинская, 14к2, г. Ярославль, 150001, Россия, vetkinya@ystu.ru

Илья С. Гуданов к.т.н., зав. кафедрой, кафедра «Технологические машины и оборудование», Ярославский государственный технический университет, ул. Титова, 4, г. Ярославль, 150046, Россия, goudanov@ya.ru

Антон Е. Лебедев д.т.н., профессор, кафедра «Технологические машины и оборудование», Ярославский государственный технический университет, пр-т Московский, 131, г. Ярославль, 150023, Россия, lae4444@mail.ru

 <https://orcid.org/0000-0002-0856-3209>

Александр А. Ватагин к.т.н., доцент, кафедра «Технологические машины и оборудование», Ярославский государственный технический университет, ул. Ньютона, 22, г. Ярославль, 150023, Россия, vatagerr@bk.ru

Александра И. Холодкова преподаватель, кафедра «Математика», Ярославское высшее военное училище противовоздушной обороны имени Маршала Советского Союза Л.А. Говорова, ул. Которосольная набережная, 56, holodkovaa@list.ru

 <https://orcid.org/0009-0001-7373-5265>

Вклад авторов

Все авторы в равной степени принимали участие в написании рукописи и несут ответственность за плагиат

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Information about authors

Dmitry S. Dolgin Senior lecturer, technological machines and equipment department, Yaroslavl State Technical University, Slepneva St., 24, Yaroslavl, 150023, Russia, dim_dol.94@mail.ru

 <https://orcid.org/0000-0001-5179-3854>

Yuri A. Vetkin Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, technological machines and equipment department, Yaroslavl State Technical University, Zlatoustinskaya St., 14k2, Yaroslavl, 150001, Russia, vetkinya@ystu.ru

Ilya S. Gudanov Candidate of Technical Sciences, Head of the Department, Department of "Technological Machines and Equipment", Yaroslavl State Technical University, Titova St., 4 Yaroslavl, 150046, Russia, goudanov@ya.ru

Anton E. Lebedev Doctor of Technical Sciences, Professor, Department of "Technological Machines and Equipment", Yaroslavl State Technical University, Moskovsky Av., 131 Yaroslavl, 150023, Russia, lae4444@mail.ru

 <https://orcid.org/0000-0002-0856-3209>

Alexander A. Vatagin Степень, должность, Department of "Technological Machines and Equipment", Yaroslavl State Technical University, Newton St., 22 Yaroslavl, 150023, Russia, vatagerr@bk.ru

Alexandra I. Holodkova teacher, Math department, Yaroslavl Higher Military School of Air Defense named after Marshal of the Soviet Union L.A. Govorov, 56 Kotorosolnaya Embankment, Yaroslavl, 150014, Russia, holodkovaa@list.ru

 <https://orcid.org/0009-0001-7373-5265>

Contribution

All authors are equally involved in the writing of the manuscript and are responsible for plagiarism

Conflict of interest

The authors declare no conflict of interest.

Поступила 01/12/2025	После редакции 18/12/2025	Принята в печать 20/01/2026
Received 01/12/2025	Accepted in revised 18/12/2025	Accepted 20/01/2026