

Научная статья

УДК 519-7

EDN MEZIWL

DOI 10.17150/2713-1734.2024.6(1).89-102

**О.В. Репецкий**

*Иркутский государственный аграрный университет
имени А.А. Ежевского,
п. Молодежный, Иркутский район, Российская Федерация*

Хоанг Динь Кыонг

*Иркутский государственный аграрный университет
имени А.А. Ежевского,
п. Молодежный, Иркутский район, Российская Федерация*

Численное исследование прочности радиальных турбомашин на основе применения нержавеющей стали 316L

Аннотация. Нержавеющая сталь 316L обладает хорошими механическими свойствами. Этот материал более подходит для изготовления радиального рабочего колеса турбины по сравнению с другими материалами. Объектом исследований является радиальное рабочее колесо с 10-ю лопатками, изготовленное фирмой “Schiele”, специализирующейся на производстве агрегатов для химической промышленности и вентиляционного оборудования. В качестве базового метода исследований выбран метод конечных элементов для решения задач собственных и вынужденных колебаний, статических напряжений, а также исследования степени реактивности лопаток радиальных рабочих колес турбомашин. Можно утверждать, что численный анализ прочностных характеристик высоконагруженных элементов турбин с помощью ЭВМ дает большую глубину исследования, широту охватываемых вопросов, значительно сокращает объем дорогостоящих экспериментальных исследований, уменьшит сроки конструирования новых турбин по критериям эффективности, надежности, технологии и ресурсосбережения высоконагруженных агрегатов. В данной работе проведены расчеты характеристик собственных частот колебаний, эквивалентных напряжений, деформаций и степени реактивности лопаток колеса при применении материала нержавеющей стали 316L. Отмечается, что данный материал обеспечивает снижение концентрации напряжений в колесе и собственных частот колебаний, но не приводит к изменению форм колебаний данного колеса. В этой связи, нержавеющую сталь 316L рекомендуется использовать для оценки возможных вариантов при изготовлении данного радиального колеса турбомашин.

Ключевые слова. Высоконагруженные элементы, метод конечных элементов, прочность, радиальное колесо, турбомашин.

Информация о статье. Дата поступления: 11 мая 2023 г.; дата принятия к публикации: 12 марта 2024 г.; дата онлайн-размещения: 30 марта 2024 г.

O.V. Repetckii*Irkutsk State Agrarian University
named after A.A. Ezhevsky,
Molodezhny, Irkutsk District, Russian Federation***Hoang Dinh Cuong***Irkutsk State Agrarian University
named after A.A. Ezhevsky,
Molodezhny, Irkutsk District, Russian Federation*

Numerical study of the Strength Radial Turbomachines Based on the Use of Stainless Steel 316L

Abstract. By studying various properties of materials came to the conclusion that stainless steel 316L has good properties. This material is suitable for making radial wheel turbines compared to other materials. The object of the study is a radial wheel with 10 blades manufactured by “Schiele” (Germany), which specializes in the production of units for the chemical industry and ventilation equipment. The finite element method was chosen as the basic research method for solving problems of natural and forced vibrations, static stress and studying the degree of reactivity blades radial wheels of turbomachines. It can be argued that the numerical analysis of the strength characteristics of heavily loaded turbine elements with the help of electronic computers provides a greater depth of research, the breadth of the issues covered, significantly reduces the amount of expensive experimental research, reduces the time for designing new turbines in terms of efficiency, reliability, technology and resource saving of highly loaded units. In this paper, calculations were made of the characteristics of natural frequencies, equivalent stresses, deformation and the degree of reactivity blades when using material stainless steel 316L. It is noted that this material provides the criterion of stress concentration in the wheel as low as possible and the natural frequencies of the wheel are reduced, but it does not lead to a change in the oscillation modes of this wheel. So 316L stainless steel is recommended for evaluating options in the manufacture of this radial wheel of turbomachines in the field of power, chemical and transport engineering.

Keywords. High-loaded elements, finite element method, strength, radial wheel, turbomachine.

Article info. Received 11 May, 2023; Accepted 12 March, 2024; Available online 30 March, 2024.

Сложность оценки прочности и эксплуатационной надежности роторов турбомашин связана с наличием в них высоконагруженных элементов и разнообразием их геометрических форм. Наиболее нагруженными элементами турбомашин являются радиальные рабочие лопатки. Поэтому, задача обеспечения высокой прочности рабочих лопаток является актуальной проблемой современного двигателестроения [1–4]. В этой связи, механические характеристики играют очень важную роль в определении наиболее подходящего материала для изготовления радиального рабочего колеса [5; 6]. Изучая различные свойства материалов, можно прийти к выводу, что нержавеющая сталь 316L обладает необхо-

димыми механическими свойствами. Этот материал лучше подходит для проектирования радиального рабочего колеса турбины по сравнению с другими материалами.

Нержавеющая сталь 316L включает в себя свойства низкой теплопроводности и высокой температурой плавления [7]. Он обладает своеобразной микроструктурой, которая существенно отличается по сравнению с номинально эквивалентными сплавами. Его предел текучести достигается 332 МПа, предел прочности — 673 МПа и прочность на разрыв — 586 МПа. Химический состав материала приведен в табл. 1.

Таблица 1

Химический состав нержавеющей стали 316L

Химический элемент (%)	C	Ni	Cr	Mn	P	S	Si	Mo	N
Нержавеющая сталь 316L	0.02	11.21	17.38	1.86	0.027	0.0054	0.51	2.36	0.038

В целом, этот материал может соответствовать или даже превосходить свойства при растяжении аналогов, изготовленных традиционным способом. Конечно, поскольку нержавеющая сталь 316L часто используется для структурных применений, где можно ожидать циклических нагрузок, крайне важно получить некоторые знания об усталостном поведении.

Нержавеющая сталь 316L является предпочтительным материалом для нескольких критических применений, в которых требуется сочетание механической прочности и устойчивости к коррозии. Технологии аддитивного производства могут проложить путь к новым конструктивным решениям. Но микроструктура и характеристики поверхности значительно отличаются от традиционных способов обработки. Благодаря сочетанию высокой коррозионной стойкости, хороших механических свойств, свариваемости и формируемости, нержавеющая сталь 316L широко используется в ряде отраслей промышленности. Этот сорт нержавеющей стали 316L также успешно используется в различных средах, таких как химическая, нефтехимическая промышленность. Графики основных механических характеристик материала нержавеющей стали 316L, связанные с температурами рассмотрены на рис. 1.

Метод конечных элементов (МКЭ) представляет собой метод численного анализа для получения приближенных решений. В настоящее время он стал очень важным и мощным инструментом для численного решения широкого круга инженерных задач. МКЭ используется для анализа твердотельных конструкций сложной формы и сложных граничных условий. Развитие компьютерных технологий и высокоскоростных компьютеров позволяет легко

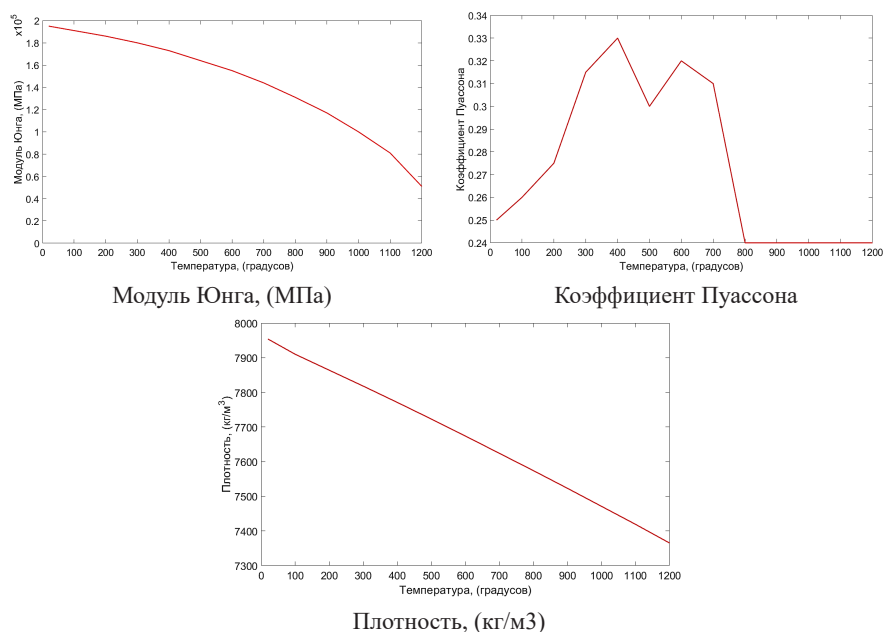


Рис. 1. Графики основных механических характеристик материала нержавеющей стали 316L связанные с температурами

моделировать сложные задачи [8–10]. Различные исследователи проделали большую работу по разработке анализа колеса турбины с использованием анализа МКЭ. Основные механические характеристики исходного материала радиального рабочего колеса — сталь, модуль Юнга — $2.1 \cdot 10^5$ МПа, плотность — 7850 кг/м³, коэффициент Пуассона — 0.3 [11].

Конструкция объекта жестко закреплена по ободу диска. В конечноэлементной модели применяется конечный элемент TET10 программы Ansys Workbench с общим количеством конечных элементов 58382 и 115590 узловыми точками. Количество степеней свободы составляет 346770 (рис. 2) [12; 13].

При входе и выходе в лопатку колеса, частица жидкости получает окружную скорость U_1 и U_2 , направленную по касательной к окружности входных и выходных кромок [14–16]:

$$\begin{aligned} U_1 &= \omega R_1, \\ U_2 &= \omega R_2, \end{aligned} \quad (1)$$

где ω — угловая скорость колеса; R_1 , R_2 — диаметр внутренней и наружной окружности колеса.

Абсолютные скорости C_1 и C_2 могут быть найдены построением параллелограмма, сторонами которого являются векторы скорости (U_1, W_1) и (U_2, W_2) . Относительные скорости W_1 и W_2 , направлены по касательной к контуру лопатки.

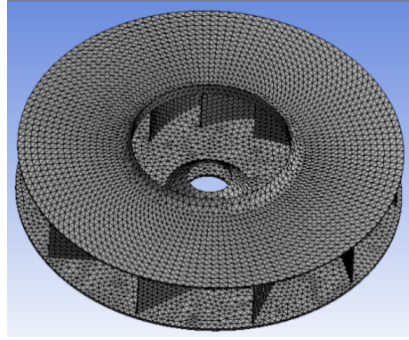


Рис. 2. Конечнэлементная модель радиального колеса с 10-ю лопатками

$$\begin{aligned} W_1^2 &= U_1^2 + C_1^2 - 2U_1C_1\cos\alpha_1, \\ W_2^2 &= U_2^2 + C_2^2 - 2U_2C_2\cos\alpha_2, \end{aligned} \quad (2)$$

где α_1, α_2 — углы между направлениями абсолютной и окружной скоростей.

Уравнение (2) может представить как:

$$\begin{aligned} U_1C_1\cos\alpha_1 &= \frac{U_1^2 + C_1^2 - W_1^2}{2}, \\ U_2C_2\cos\alpha_2 &= \frac{U_2^2 + C_2^2 - W_2^2}{2}. \end{aligned} \quad (3)$$

Момент количества расхода массы при входе и выходе равен:

$$\begin{aligned} M_1 &= mC_1R_1\cos\alpha_1, \\ M_2 &= mC_2R_2\cos\alpha_2 \end{aligned} \quad (4)$$

Момент импульса внешних сил равен разности моментов количества движения:

$$M = M_2 - M_1 = mC_2R_2\cos\alpha_2 - mC_1R_1\cos\alpha_1. \quad (5)$$

Известно, что мощность равна произведению угловой скорости и момента импульса внешних сил:

$$N = \omega M. \quad (6)$$

Если мощность выразить через теоретический напор H_m , то она равна

$$N = mgH_m, \quad (7)$$

где g — ускорение свободного падения.

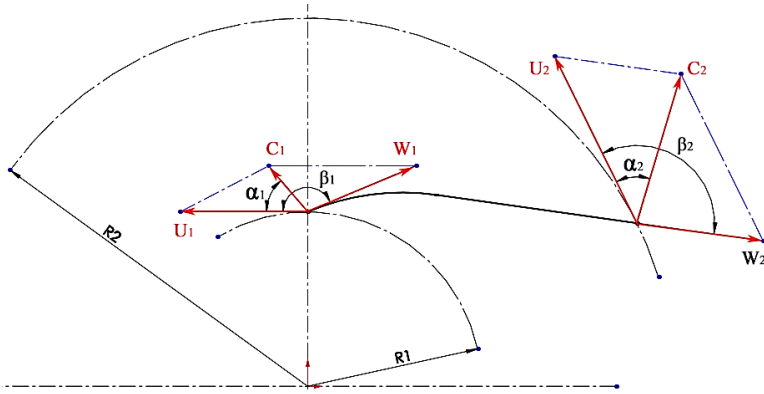


Рис. 3. Схема изменения направления скоростей в радиальном колесе

Из трех уравнений (5), (6) и (7) получаем:

$$H_m = \frac{\omega R_2 C_2 \cos \alpha_2 - \omega R_1 C_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (8)$$

Но $\omega R_2 = U_2$ и $\omega R_1 = U_1$ из уравнения (1), тогда напор H_m равен:

$$H_m = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1}{g}. \quad (9)$$

Заменяя (3) в уравнении (9):

$$H_m = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}, \quad (10)$$

где $\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$ — величина работы (напора), которая затрачивается в колесе на повышение давления вследствие действия на жидкость центробежных сил; $\frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$ — величина работы, которая затрачивается в колесе на повышение давления вследствие снижения относительной скорости с W_1 до W_2 ; $\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$ — величина работы, которая затрачивается на повышение кинетической энергии жидкости в колесе.

Полный теоретический напор равен сумме статического и динамического напоров:

$$H_m = H_{cm} + H_{дин}, \quad (11)$$

где $H_{cm} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g}$ — статический напор;

$H_{дин} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g}$ — динамический напор.

Степень реактивности лопаток турбомашин имеет отношение:

$$\theta = \frac{H_{cm}}{H_m} = 1 - \frac{C_2^2 - C_1^2}{2gH_m}. \quad (12)$$

В данной работе рассматривается поток движения на радиальном колесе. Скоростью вращения колеса является критическая скорость, составляющая 41,5 1/с (резонанс на 1-й гармонике возбуждения). Поток движения радиального колеса представлен на рис. 4.

Окружная скорость U_1 и U_2 рассчитываются:

$$U_1 = \omega R_1 = 41,5 \cdot 0,1775 = 7,36 \text{ (м/с)};$$

$$U_2 = \omega R_2 = 41,5 \cdot 0,37472 = 15,55 \text{ (м/с)}.$$

Значения относительных скоростей W_1 и W_2 направлены по касательной к контуру лопатки:

$$W_1 = 14,74 \text{ (м/с)};$$

$$W_2 = 9,86 \text{ (м/с)};$$

На рис. 4 показано направление движения потока скоростей на радиальном рабочем колесе. Абсолютные скорости C_1 и C_2 найдены построением параллелограмма, сторонами которого являются векторы скорости (U_1, W_1) и (U_2, W_2) . По результатам расчета построен план скоростей, представленный на рис. 5.

$$\alpha_1 = 137,15^\circ;$$

$$\alpha_2 = 39,18^\circ.$$

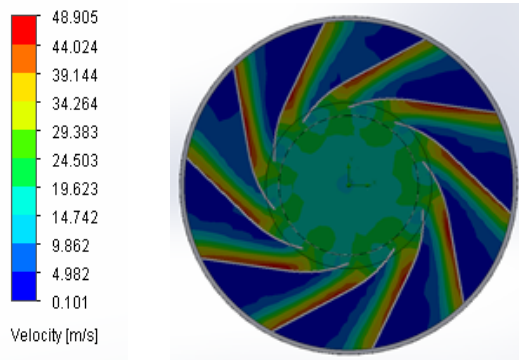


Рис. 4. Поток движения на радиальном колесе

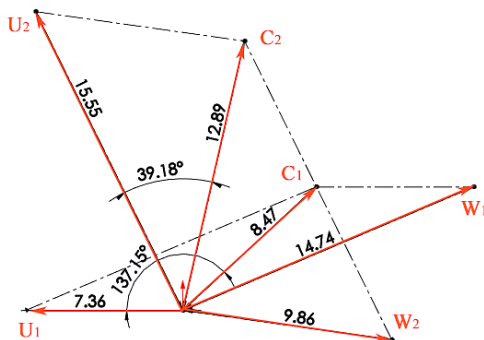


Рис. 5. План скоростей на входе и выходе колеса

Абсолютные скорости C_1 :

$$W_1^2 = U_1^2 + C_1^2 - 2U_1C_1\cos\alpha_1;$$

$$14,74^2 = 7,36^2 + C_1^2 - 2 \cdot 7,36 \cdot C_1\cos 137,15^\circ;$$

$$C_1 = 8,47 \text{ (м/с)}.$$

Также абсолютную скорость можно получить в виде C_2 :

$$W_2^2 = U_2^2 + C_2^2 - 2U_2C_2\cos\alpha_2;$$

$$9,86^2 = 15,55^2 + C_2^2 - 2 \cdot 15,55 \cdot C_2\cos 39,18^\circ;$$

$$C_2 = 12,89 \text{ (м/с)}.$$

Статический напор:

$$H_{cm} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} = \frac{15,55^2 - 7,36^2}{2 \cdot 9,81} +$$

$$+ \frac{14,74^2 - 9,86^2}{2 \cdot 9,81} = 15,68 \text{ (м)}.$$

Динамический напор:

$$H_{дин} = \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} = \frac{12,89^2 - 8,47^2}{2 \cdot 9,81} = 4,79 \text{ (м)}.$$

Полный теоретический напор:

$$H_m = H_{cm} + H = 15,68 + 4,79 = 20,47 \text{ (м)}.$$

Степень реактивности лопаток турбомашин:

$$\theta = \frac{H_{cm}}{H_m} = \frac{15,68}{20,47} = 0,77.$$

По степени реактивности лопаток турбомашин различают три типа:

- реактивные ($0,5 < \theta < 1$);
- радиальные ($\theta = 0,5$);
- активные ($0 < \theta < 0,5$)

Таким образом, радиальное рабочее колесо с применением материала нержавеющей стали 316L обеспечивает реактивный тип при критической скорости вращения колеса. Степень реактивности лопаток турбомашин для стали 316L равна 0,77, а степень реактивности у исходного материала составляет 0,46. Отмечается, что применение материала нержавеющей стали 316L эффективно концентрирует степень реактивности лопаток турбомашин при критической скорости вращения колеса.

Таблица 2
Значения собственных частот колебаний рабочего колеса [17]

Форма n/m	Эксперимент (исходная сталь), Гц	Собственные частоты в программе Ansys Workbench, Гц	
		Исходная стальная конструкция	Нержавеющая сталь 316L
0/0	–	81.075	76.652
1/0	44	43.675	41.246
2/0	341	342.91	327.41
5/0	–	413.04	396.36

Собственные частоты радиального рабочего колеса представлены в табл. 2. Отмечается, что собственные частоты колеса с применением материала нержавеющей стали 316L уменьшаются для всех форм колебаний.

На рис. 6 показан расчет статического напряжения радиального рабочего колеса с учетом вращения 20 (1/с) для исходной стальной конструкции и с применением нержавеющей стали 316L. Эти результаты приблизительно согласуются с экспериментом в табл. 3.

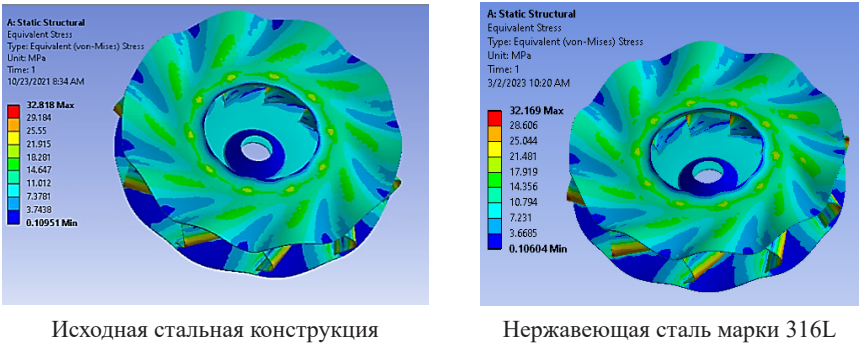


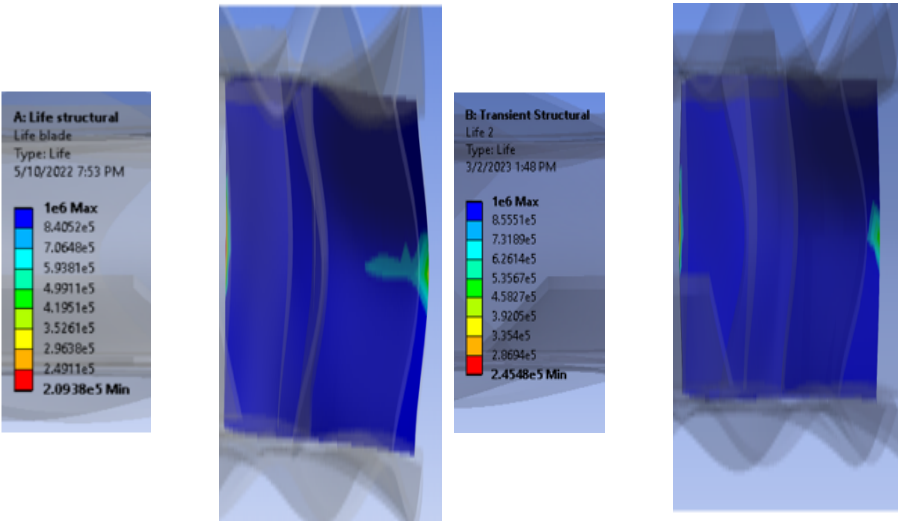
Рис. 6. Расчет статических напряжений с учетом вращения 20 (1/с) радиального рабочего колеса

Таблица 3

Значение статического напряжения радиального колеса
с 10-ю лопатками с учетом вращения, МПа

Скорость вращения колеса, 1/с	Эксперимент, МПа (Исходная сталь)	Максимальные статические напряжения в программе Ansys Workbench, МПа	
		Исходная стальная конструкция	Нержавеющая сталь 316L
5	—	2.0511	2.0374
10	—	8.2046	8.1496
15	—	18.460	18.337
20	32	32.818	32.598
30	—	74.841	73.346
40	—	131.27	130.39
50	—	205.11	203.74
60	—	295.36	282.94

В табл. 3 показаны результаты расчетов статических напряжений данного колеса с учетом вращения. Для материала нержавеющей сталь 316L отмечается, что статические напряжения радиального рабочего колеса снижаются для всех скоростей вращения. Таким образом, данный материал обеспечивает уменьшение концентрации напряжений в колесе и делает их меньшими. Также видно, что максимальные зоны увеличения статического напряжения радиального колеса расположены в серединах лопаток. Максимальное вызванное напряжение по Мизесу находится в допустимых пределах для материала, который учитывается при анализе напряжения.



Исходная стальная конструкция

Нержавеющая сталь марки 316L

Рис. 7. Расчет долговечности лопатки радиального рабочего колеса

Расчет долговечности радиального рабочего колеса по многоцикловой усталости проведен на рис. 7. Расчет долговечности выполнен на основе математического моделирования и прогнозирования многоцикловой усталостной долговечности радиальных рабочих колес турбин с учетом динамической нагрузки, описанных в работе [13]. На исходной стальной конструкции, радиальные лопатки колеса могут иметь разрушение при достижении $2.0938 \cdot 10^5$ циклов на середине входной кромки радиальных лопаток, а для нержавеющей стали марки 316L, радиальные лопатки колеса разрушаются при достижении $2.4548 \cdot 10^5$ циклов также на середине входной кромки радиальных лопаток. По данным результатам, нержавеющая сталь марки 316L имеет более высокую долговечность радиального рабочего колеса +17,24 %.

Заключение

В настоящей работе проведены расчеты характеристик собственных частот колебаний, статических напряжений, степени реактивности лопаток и долговечности данного колеса при применения материала нержавеющей стали 316L. Отмечается, что собственные частоты колеса уменьшаются, но не приводят к изменению форм колебаний. Данный материал обеспечивает снижение концентрации напряжений в колесе и увеличивает степень реактивности лопаток турбомашин при критической скорости вращения колеса. Долговечность радиального рабочего колеса увеличилась на +17,24 %. Полученные результаты численного анализа могут использоваться для повышения прочностных характеристик радиальных рабочих колес для производителей энергетических и транспортных турбомашин при проектировании новых изделий или их эксплуатации.

Список использованной литературы

1. Костюк А.Г. Динамика и прочность турбомашин / А.Г. Костюк. — 3-е изд. — Москва : Изд. дом МЭИ, — 2007. — 476 с. — EDN QMJVZV.
2. Effect of mistuning and damping on the forced response of a compressor blisk rotor / B. Beirrow, A. Kühhorn, F. Figaschewsky, J. Nipkau. — DOI 10.1115/GT2015-42036 // ASME Turbo Expo 2015 : Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal, June 15-19. — Montreal, 2015. — Vol. 7 B. — P. GT2015-42036.
3. Hoffmann T. Single nodal diameter excitation of turbine blades: experimental and theoretical study / T. Hoffmann, L. Scheidt, J. Wallaschek. — DOI 10.1115/1.4051172 // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. — 2021. — Vol. 143, no. 9.
4. Экспериментальное исследование модели автоклава для гидротермального синтеза минералов / Д.А. Еловенко, П.Г. Пимштейн, О.В. Репецкий, Д.В. Татаринцов. — EDN MVJNYF // Вестник Байкальского союза стипендиатов DAAD (Байкальский государственный университет экономики и права). — 2010. — № 1. — С. 11–19.
5. Когаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков — Москва : Машиностроение, 1985. — 224 с. — EDN YMPQSK.

6. Automatic numerical analyses and optimization of operating maps applied to a radial compressor / W. Markus, E. Johannes, V. Oliver, L. Ralf // *ASME Turbo Expo 2019 : Turbomachinery Technical Conference and Exposition*. — 2019. — P. GT2019-91408.

7. Analysis of Hysteresis Loops of 316L(N) Stainless Steel under Low Cycle Fatigue Loading Conditions / C.R. Samir, G. Sunil, R. Sandhya, S.K. Ray. — DOI 10.1016/j.proeng.2013.03.237 // *Procedia Engineering : 6th International Conference on Creep, Fatigue and Creep-Fatigue Interaction*. — 2013. — Vol. 55. — P. 165–170.

8. Мяченков В.И. Расчеты машиностроительных конструкций методом конечных элементов / В.И. Мяченков — Москва : Машиностроение, 1989. — 520 с.

9. Kaneko Y. Study on the Reduction of the Resonant Stress of Turbine Blades Caused by the Stage Interaction Force (Simultaneous Optimization of Blade Resonant Stress and Amount of Unbalance) / Y. Kaneko, T. Watanabe, T. Furukawa // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. — 2021. — Vol. 143, no. 6.

10. Repetsky O.V. Investigation of vibration and fatigue life of mistuned bladed disks / O.V. Repetsky, T.Q. Nguyen, I.N. Ryzhikov. — DOI 10.2991/aime-17.2017.114. — EDN YAOXEL // *Proceedings of the international conference actual issues of mechanical engineering 2017 (AIME 2017)*. — 2017. — Vol. 133. — P. 702–707.

11. Repetckii O.V. Physical and mathematical modeling and computer analysis of radial impellers for chemical and power engineering, taking into account ecology / O.V. Repetckii, D.C. Hoang // *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*. — 2022. — Vol. 990. — P. 012044.

12. Борискин О.Ф. Автоматизированные системы расчета колебаний методом конечных элементов / О. Ф. Борискин. — Иркутск : Изд-во Иркут. ун-та, — 1984. — 188 с.

13. Repetckii O.V. Fatigue life of radial turbomachines at changing thickness blades taking into account intentional mistuning / O.V. Repetckii, D.C. Hoang // *E3S Web of Conferences : XV International Scientific Conference on Precision Agriculture and Agricultural Machinery Industry*. — 2022. — Vol. 363. — P. 9.

14. Спиридонов Е.К. Расчет и проектирование лопастных насосов : учеб. пособие / Е.К. Спиридонов, Л.С. Прохаско. — Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2004. — 76 с.

15. Подольский М.Е. Основное уравнение теории турбин и лопастных машин в пространственной постановке / М.Е. Подольский, С.В. Черенкова, М.А. Иванова. — EDN WHJSHL // *Морские интеллектуальные технологии*. — 2016. — № 2-1 (32). — С. 95–101.

16. Раер Г.А. Динамика и прочность центробежных компрессорных машин / Г.А. Раер. — Ленинград : Машиностроение, 1968. — 260 с.

17. Репецкий О.В. Численный анализ собственных частот колебаний и статических напряжений радиальных рабочих колес энергетических турбомашин для АПК / О.В. Репецкий, Д.К. Хоанг. — EDN QCYGNB // *Агротехника и энергообеспечение*. — 2021. — № 4 (33). — С. 146–157.

References

1. Kostyuk A.G. *Dynamics and Strength of Turbomachines*. 3rd ed. Moscow Power Engineering Institute Publ., 2007. 476 p. EDN: QMJVZV.

2. Beirow B., Kühhorn A., Figaschewsky F., Nipkau J. Effect of Mistuning and Damping on the Forced Response of a Compressor Blisk Rotor. *ASME Turbo Expo 2015. Turbine Technical Conference and Exposition, Montreal, June 15-19*. Montreal, 2015, vol. 7 B, pp. GT2015-42036. DOI: 10.1115/GT2015-42036.

3. Hoffmann T., Scheidt L., Wallaschek J. Single Nodal Diameter Excitation of Turbine Blades: Experimental and Theoretical Study. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2021, vol. 143, no. 9. DOI: 10.1115/1.4051172.

4. Elovenko D.A., Pimshtein P.G., Repetskii O.V., Tatarinov D.V. Experimental study of an autoclave model for hydrothermal synthesis of minerals. *Vestnik Baikal'skogo soyuza stipendiatov DAAD (Baikal'skii gosudarstvennyi universitet ekonomiki i prava) = Bulletin of the Baikal Union of DAAD Fellows (Baikal State University of Economics and Law)*, 2010, no. 1, pp. 11–19. (In Russian). EDN: MVJNYF.
5. Kogaev V.P., Makhutov N.A., Gusenkov A.P. *Calculations of machine parts and structures for strength and durability*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1985. 224 p.
6. Markus W., Johannes E., Oliver V., Ralf L. Automatic Numerical Analyses and Optimization of Operating Maps Applied to a Radial Compressor. ASME Turbo Expo 2019. Turbomachinery Technical Conference and Exposition. 2019, pp. GT2019-91408.
7. Samir C.R., Sunil G., Sandhya R., Ray S.K. Analysis of Hysteresis Loops of 316L(N) Stainless Steel under Low Cycle Fatigue Loading Conditions. *Procedia Engineering. 6th International Conference on Creep, Fatigue and Creep-Fatigue Interaction*, 2013, vol. 55, pp. 165–170. DOI: 10.1016/j.proeng.2013.03.237.
8. Myachenkov V.I. *Calculations of mechanical engineering structures using the finite element method*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1989. 520 p.
9. Kaneko Y., Watanabe T., Furukawa T. Study on the Reduction of the Resonant Stress of Turbine Blades Caused by the Stage Interaction Force (Simultaneous Optimization of Blade Resonant Stress and Amount of Unbalance). *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2021, vol. 143, no. 6.
10. Repetsky O.V., Nguyen T.Q., Ryzhikov I.N. Investigation of Vibration and Fatigue Life of Mistuned Bladed Disks. *Proceedings of the International Conference Actual Issues of Mechanical Engineering 2017 (AIME 2017)*, 2017, vol. 133, pp. 702–707. EDN: YAOXEL. DOI: 10.2991/aime-17.2017.114.
11. Repetsky O.V., Hoang D.C. Physical and Mathematical Modeling and Computer Analysis of Radial Impellers for Chemical and Power Engineering, Taking into Account Ecology. *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*, 2022, vol. 990, pp. 012044.
12. Boriskin O.F. *Automated systems for calculating vibrations using the finite element method*. Irkutsk State University Publ., 1984. 188 p.
13. Repetsky O.V., Hoang D.C. Fatigue Life of Radial Turbomachines at Changing Thickness Blades Taking into Account Intentional Mistuning. *E3S Web of Conferences. XV International Scientific Conference on Precision Agriculture and Agricultural Machinery Industry*. 2022, vol. 363, pp. 9.
14. Spiridonov E.K., Prokhasko L.S. *Calculation and design of vane pumps*. Chelyabinsk, South Ural State University Publ., 2004. 76 p.
15. Podolsky M.E., Cherenkova S.V., Ivanova M.A. Basic Equation of the Theory of Turbines and Blade Machines in Spatial Formulation. *Morskie intellektual'nye tekhnologii = Marine Intellectual Technologies*, 2016, no. 2-1, pp. 95–101. (In Russian). EDN: WHJSHL.
16. Raer G.A. *Dynamics and strength of centrifugal compressor machines*. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1968. 260 p.
17. Repetsky O.V., Hoang D.C. Numerical Analysis of the Eigenfrequency and Static Stress Radial Wheel of Power Turbomachine. *Agrotekhnika i ehnergoobespechenie = Agricultural technology and energy supply*, 2021, no. 4, pp. 146–157. (In Russian). EDN: QCYGNB.

Информация об авторах

Репецкий Олег Владимирович — доктор технических наук, профессор, проректор по международным связям, Иркутский государственный аграрный

университет имени А.А. Ежовского, п. Молодежный, Иркутский район, Российская Федерация, e-mail: repetckii@igsha.ru.

Хоанг Динь Кыонг — аспирант, кафедра электрооборудования и физики, Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежовского, п. Молодежный, Иркутский район, Российская Федерация, e-mail: hoangcuonghd95@gmail.com.

Information about the Authors

Oleg V. Repetckii — D.Sc. in Technical Sciences, Professor, Vice-Rector for International Relations, Irkutsk State Agricultural University named after A.A. Ezhevsky, Molodezhny, Irkutsk District, Russian Federation, e-mail: repetckii@igsha.ru.

Hoang Dinh Cuong — PhD Student, Department of the Electrical Equipment and Physics, Irkutsk State Agricultural University named after A.A. Ezhevsky, Molodezhny, Irkutsk District, Russian Federation, e-mail: hoangcuonghd95@gmail.com.

Вклад авторов

Все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Contribution of the Authors

The authors contributed equally to this article. The authors declare no conflicts of interests.

Для цитирования

Репецкий О.В. Численное исследование прочности радиальных турбомашин на основе применения нержавеющей стали 316L / О.В. Репецкий, Хоанг Динь Кыонг. — DOI 10.17150/2713-1734.2024.6(1).89-102. — EDN MEZIWL // System Analysis & Mathematical Modeling. — 2024. — Т. 6, № 1. — С. 89–102.

For Citation

Repetckii O.V., Hoang Dinh Cuong. Numerical Study of the Strength Radial Turbomachines Based on the Use of Stainless Steel 316L. *System Analysis & Mathematical Modeling*, 2024, vol. 6, no. 1, pp. 89–102. (In Russian). EDN: MEZIWL. DOI: 10.17150/2713-1734.2024.6(1).89-102.