



ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК РАБОЧИХ КОЛЕС ВЫСОКООБОРОТИСТЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ, ИЗГОТОВЛЕННЫХ МЕТОДОМ ВАКУУМНОЙ ПАЙКИ

А. А. Казанцев, Д. Р. Малахов, А. В. Махонин,
Ф. С. Рябов, М. В. Соловьев, М. Л. Цельмер

АО «Инженерно-производственные решения»,
Россия, 197760, г. Санкт-Петербург, г. Кронштадт, ул. Макаровская, 2 Л

В статье рассматривается процесс создания рабочего колеса для высокооборотистого центробежного компрессора ИЦК КЦК-01-100-1-8-А, изготовленного методом вакуумной пайки. Особое внимание уделено сложности воспроизведения детали, включая подбор материала при существенной разности в государственных стандартах и выбор материала-заменителя, подбор припоя для вакуумной пайки, а также рассмотрены технологические аспекты вакуумной пайки.

Проведено моделирование газодинамических характеристик (отношение давлений и разница температур), результаты которого показали удовлетворительные результаты. Произведена оценка напряженно-деформированного состояния. Моделирование производилось в соответствии с требованиями стандартов API 617 и ИНТИ S.60.2—2023, с учетом MCS и TRIP скоростей рабочего колеса. По результатам расчета приведены эпюры напряженно-деформированного состояния и эпюры пластической деформации ротора. В завершение проекта выполнено изготовление рабочего колеса и проведены стендовые разгонные испытания, по результатам которых произведен контроль размеров и проведена оценка деформаций методами дефектоскопии.

Показано, что успешное восстановление рабочего колеса требует глубокого понимания множества нюансов. Полученные результаты подтверждают, что применение отечественных аналогов материалов, а также современных методов анализа позволяет создать рабочее колесо с характеристиками, близкими к лучшим образцам современной техники.

Ключевые слова: центробежный компрессор, рабочее колесо, вакуумная пайка, прочностные расчеты, конечно-элементный анализ, газодинамические характеристики.

Для цитирования: Казанцев А. А., Малахов Д. Р., Махонин А. В., Рябов Ф. С., Соловьев М. В., Цельмер М. Л. Исследование прочностных характеристик рабочих колес высокооборотистых технологических центробежных компрессоров, изготовленных методом вакуумной пайки // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 46–54. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-46-54. EDN: XOUEYO.



© Казанцев А. А., Малахов Д. Р., Махонин А. В.,
Рябов Ф. С., Соловьев М. В., Цельмер М. Л., 2025.

Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

STRENGTH EXAMINATION OF HIGH-SPEED INDUSTRIAL CENTRIFUGAL COMPRESSOR IMPELLERS, MANUFACTURED BY VACUUM BRAZING METHOD

A. A. Kazantsev, D. R. Malakhov, A. V. Makhonin,
F. S. Ryabov, M. V. Solovyev, M. L. Tselmer

JSC "Engineering and Manufacturing Solutions",
Russia, Saint Petersburg, Kronstadt, Makarovskaya St., 2 L, 197760

The paper presents the results of a comprehensive study on the reverse engineering process of a high-speed centrifugal compressor impeller ICK KCK-01-100-1-8-A, pecial attention is paid to the complexity of reproducing a part, including the selection of a material with a significant difference in state standards

and the choice of a substitute material, the selection of solder for vacuum soldering, and the technological aspects of vacuum soldering.

A simulation of gas dynamic characteristics is carried out — the pressure ratio and the temperature difference, the results of which showed satisfactory results. The stress-strain state is estimated. The simulation is performed in accordance with the requirements of API 617 and INTI S.60.2—2023 standards, taking into account the MCS and TRIP speeds of the impeller. Based on the calculation results, the diagrams of the stress-strain state and the diagrams of the plastic deformation of the rotor are given. At the end of the project, the impeller is manufactured and bench acceleration tests are carried out, according to the results of which size control is performed and deformations are evaluated using flaw detection methods.

It is shown that successful restoration of the impeller requires a deep understanding of many nuances. The results obtained confirm that the use of domestic analogues of materials, as well as modern methods of analysis, makes it possible to create an impeller with characteristics close to the best examples of modern technology.

Keywords: centrifugal compressor, impeller, vacuum brazing, strength calculations, finite element analysis, gas-dynamic characteristics.

For citation: Kazantsev A. A., Malakhov D. R., Makhonin A. V., Ryabov F. S., Solov'yev M. V., Tselmer M. L. Strength examination of high-speed industrial centrifugal compressor impellers, manufactured by vacuum brazing method. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 46—54. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-46-54. EDN: XOUEYO.



© Kazantsev A. A., Malakhov D. R., Makhonin A. V., Ryabov F. S., Solov'yev M. V., Tselmer M. L., 2025.

The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

Введение

Центробежные компрессоры являются критически важным оборудованием в нефтегазовой, химической и энергетической отраслях [1]. Одной из самых ответственных, дорогих и сложных в изготовлении деталей центробежного компрессора является рабочее колесо.

Восстановление или замена таких деталей представляет собой сложную инженерную задачу, особенно при отсутствии оригинальной технической документации.

В работе рассматривается случай восстановления рабочего колеса для компрессора ИЦК КЦК-01-100-1-8-А, изготовленного методом вакуумной пайки.

Цель работы — показать возможность достижения требуемых эксплуатационных характеристик рабочего колеса для компрессора ИЦК КЦК-01-100-1-8-А методами предварительного расчета рабочих параметров компрессора и напряженно-деформированного состояния рабочего колеса, подбора материалов с учетом апробированной технологии производства рабочих колес, изготавливаемых методом вакуумной пайки.

К проблематике процесса воспроизведения рабочего колеса относятся:

- отсутствие прямых аналогов материала оригинальной детали;
- необходимость точного воспроизведения геометрии рабочего колеса и прочностных характеристик паяного соединения;
- сложность технологии вакуумной пайки и подбора припоя;
- проведение натурных испытаний на высоких оборотах (свыше 19 000 об/мин).

Анализ исходной детали

Рабочие колеса компрессоров могут иметь открытую, полуоткрытую или закрытую конструкцию. Рассматриваемое колесо относится к закры-

му типу и состоит из основного диска с лопатками сложной геометрии, а также покрывного диска. Основными особенностями, которые являются существенными вызовами для успешного завершения проекта по воссозданию рабочего колеса, являлись:

- 1) узкое междисковое пространство рабочего колеса (8 мм по периферии колеса);
- 2) высокая плотность решетки профилей;
- 3) техническая невозможность получения геометрии диффузора и обратного направляющего аппарата оригинальной конструкции ввиду аварийного ремонта оборудования, в связи с чем для решения задач компьютерного моделирования и оценки характеристик во взаимной увязке необходимо было разработать их заново.

Следовательно, основными задачами данного проекта являлись:

- 1) воссоздание геометрии рабочего колеса во взаимной увязке с диффузором и обратным направляющим аппаратом;
- 2) подбор материала-заменителя для рабочего колеса;
- 3) проектирование диффузора и обратного направляющего аппарата во взаимной увязке с рабочим колесом;
- 4) компьютерное моделирование средствами систем автоматизированного проектирования (САПР) и вычислительной газодинамики (ВГД) проточной части компрессора на рабочих и разгонных режимах;
- 5) технологическая подготовка производства;
- 6) изготовление рабочего колеса, включая вакуумную пайку диска и лопастей;
- 7) испытание на разгонном режиме изготовленного образца;
- 8) сравнение расчетных результатов ВГД-моделирования и данных натурных испытаний;
- 9) сверка размеров изготовленного колеса до и после натурных испытаний с разработанной конструкторской документацией.

Таблица 1. Механические свойства стали X5CrNiCuNb16-4
Table 1. Mechanical properties of X5CrNiCuNb16-4 steel

| Условия термообработки | Предел текучести, $R_{0,2}$, МПа, min | Временное сопротивление разрыву, R_m | Относительное удлинение, % min (продольные и поперечные образцы) при толщине | |
|------------------------|--|--|--|-------|
| | | | <3 мм | ≥3 мм |
| +AT | — | ≤1275 | 5 | 5 |
| +P1300 | 1150 | 1300 | 3 | 3 |
| +P900 | 700 | 900 | 6 | 6 |
| +P1070 | 1000 | 1070 – 1270 | 8 | 10 |
| +P950 | 800 | 950 – 1150 | 10 | 12 |
| +P850 | 600 | 850 – 1050 | 12 | 14 |
| +SR630 | — | ≤1050 | — | — |

Таблица 2. Механические свойства стали 07X16H4Б
Table 2. Mechanical properties of 07Cr16Ni4Nb steel

| НД | Режим термообработки | | | Сечение, мм | $\sigma_{0,2}$, Н/мм ² | σ_b , Н/мм ² | δ , % | Ψ , % | KCU, Дж/см ² | HB |
|--|-----------------------|-------|------------|----------------------|------------------------------------|--------------------------------|--------------------------------|------------|-------------------------|---------|
| | Операция | t, °C | Охл. среда | | Не менее | | | | | |
| ГОСТ 25054–81 | Закалка | 1050 | Масло | До 200 | 690 | 882 | 14 | 55 | 88 | 269–302 |
| | Отпуск (1 ступень) | 650 | Воздух | Свыше 200 до 500 | 690 | 882 | 12 | 45 | 69 | 269–302 |
| | Отпуск (2 ступень) | 635 | Воздух | Свыше 500 до 1000 | 690 | 882 | 11 | 40 | 59 | 269–302 |
| Показатели механических свойств после термообработки | | | | | $\sigma_{0,2}$, Н/мм ² | | σ_b , Н/мм ² | | | HRC |
| | | | | | 800–1000 | | 1000–1200 | | | 30–35 |

Вопросы проектирования и выбора материала-заменителя

Рассматриваемое рабочее колесо ввиду малого междискового пространства изготавливается методом вакуумной пайки, что накладывает дополнительные ограничения, а именно — обеспечение достаточной прочности цельной конструкции, назначение дополнительных припусков на механическую обработку после пайки и высокую точность позиционирования соединяемых деталей для обеспечения допустимых зазоров в сопряжении рабочего колеса, диффузора и обратного направляющего аппарата.

Для полноты информации в процессе проектирования необходимо на начальном этапе определить, из какого материала выполнена оригинальная деталь, подобрать материал-заменитель и выбрать подходящий припой для пайки соединений.

Исходный материал детали был определен материаловедческой экспертизой в лаборатории АО «Инженерно-производственные решения», г. Кронштадт, и сопоставлен с материалом, указанным в паспорте изделия. По результатам материаловедческой экспертизы определена нержавеющая дисперсионно-твердеющая сталь X5CrNiCuNb6-4 (1.4542), стабилизированная ниобием (механические характеристики стали приведены в табл. 1). К её характерным свойствам можно отнести высокую коррозионную стойкость, хорошую свариваемость и высокий предел текучести после термообработки.

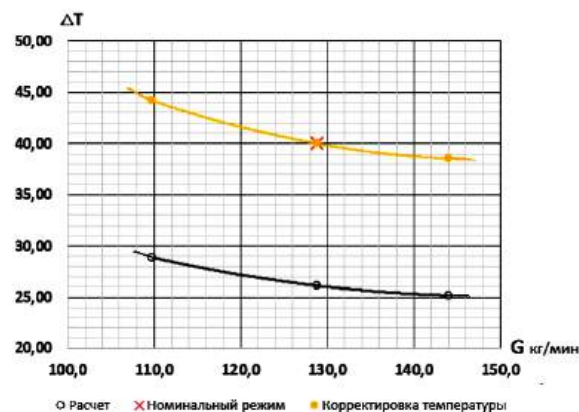
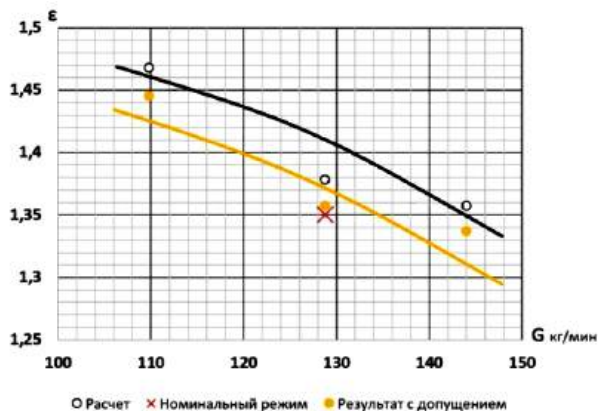
Прямых аналогов данной стали нет в российских стандартах. Отраслевой стандарт [2] рекомендует в качестве ближайших аналогов использовать 07X16H4Д4Б и 08X15H5Д2Т, также специалистами компании по материаловедению в АО «Инженерно-производственные решения» был предложен к рассмотрению материал 07X16H4Б [3].

Сталь 08X15H5Д2Т схожа по своим характеристикам с оригинальным материалом 1.4542, также является коррозионностойкой, хорошо поддается сварке и имеет высокие прочностные характеристики ($\sigma_b = 1230...1470$ МПа). Однако она мало распространена и стоит значительно дороже, чем сталь 07X16H4Б.

Сталь 07X16H4Б является также близкой по химическому составу и механическим свойствам (табл. 2) и относится к коррозионностойким сталям мартенситного класса и находит широкое применение в различных отраслях промышленности. Данный материал используется для изготовления деталей турбин, фланцевых соединений реакторов, элементов парогенераторов, сосудов высокого давления, паропроводов и технологической аппаратуры.

В качестве материала детали для дальнейших расчетов была выбрана сталь 07X16H4Б, так как по химическому составу и механическим свойствам она близка к оригинальному материалу, а также имеется отработанная технология применения конструкционного материала и его вакуумной пайки [4]. Фактически — это технология производства, при которой критически важен контроль на образцах-шлифах структурных составляющих: аустенита, мартенсита, наличие или отсутствие карбидной сетки, балл зерна. Указанные данные связывают режимы термообработки, механической обработки и пайки. Кроме того, соответствие материалов важно еще и в связи с тем, что компрессор работает на водородсодержащем газе, следовательно, правильный подбор материала является одним из ключевых индикаторов, влияющих на эксплуатационные характеристики рабочего колеса.

В качестве припоев, которые соответствовали бы по прочностным характеристикам паяного шва основному металлу соединяемых деталей, выступа-



а) б)
Рис. 1. Фрагменты газодинамической характеристики компрессора:
а — отношение давлений; б — разница температур

Fig. 1. Local gas dynamic characteristics of the compressor:
а — pressure ratio; б — temperature difference

ют только титановые и палладиевые припои. Титановые припои в нашем случае не являются подходящими ввиду того, что они либо имеют высокие прочностные характеристики и слишком высокую температуру пайки, либо низкие прочностные характеристики и низкую температуру пайки. Палладий и его сплавы используются в первую очередь для пайки тугоплавких металлов и сплавов, таких как молибден, вольфрам, ниобий и платина.

Сплавы палладия с никелем, кобальтом, хромом, серебром и золотом применяются для пайки жаропрочных сплавов и сталей. Палладиевые припои также используются для соединения изделий из высокотемпературной керамики с тугоплавкими металлами, такими как ниобий, тантал, молибден и вольфрам.

Добавление палладия в припои значительно повышает их коррозионную стойкость, пластичность, способность растекаться и смачивать гладкую поверхность, а также снижает их способность проникать в основной материал и вызывать его разъедание, что уменьшает риск контактной эрозии. Это позволяет использовать такие припои для пайки тонкостенных изделий [5]. Выбранный в качестве припоя в нашем случае ПЖК-1000 широко используется при изготовлении ответственных узлов в различных отраслях машиностроения для пайки соединений жаропрочных и коррозионностойких сплавов. Более того, известна и широко опробована технология его применения при производстве колес компрессора. Он обеспечивает высокие механические и антикоррозионные свойства при экстремальных температурах и в условиях воздействия агрессивных сред [6].

Моделирование и расчеты

Получение математической модели воссоздаваемого рабочего колеса достаточно трудоемкий процесс. Он состоит из следующих операций: 3D-сканирование детали (где это возможно); получение геометрической формы и размеров межлопаточной зоны (методом получения силиконового слепка); сканирование слепка; выполнение ручных замеров; совмещение сканов детали; построение математической модели с учетом ручных замеров. При построении математической модели необходимо ориентироваться на знания и практический опыт в проектировании рабочих колес данного типа.

После выполнения предыдущих операций и построения математической модели была проведена комплексная оценка напряженно-деформированного состояния модели на разгонном режиме.

Часть этой оценки по определению необходимого натяга и распределению напряжений в соединении вал — ступица рабочего колеса была подробно изложена коллективом авторов в работе [7]. Не менее важным является исследование газодинамических характеристик, их моделирование и сравнение с расчетными, а также расчет динамики ротора. Некоторые исследования в этом направлении изложены в работе [8], которые хорошо коррелируют с результатами работ других авторов [9–14].

Моделирование газодинамических характеристик (ГДХ)

Физические и математические настройки задачи для моделирования средствами компьютерной вычислительной гидрогазодинамики в САПР типа ANSYS CFD и ей подобных представлены ниже:

- рассматриваемая среда — водородсодержащий реальный газ;
- модель реального газа — Соава — Редлиха — Квонга (dry SRK);
- решатель — связанный, основанный на давлении;
- решение — квазистационарное;
- шаг по времени — автоматический, с изменяемым временным масштабом;
- схема дискретизации — второго порядка;
- характеристики среды — сжимаемый, вязкий, теплопроводный газ;
- модель турбулентности — SST K-W.

Моделирование показало удовлетворительную сходимость расчетных и эталонных параметров компрессора (рис. 1). Расчетная модель центробежного компрессора моделировалась без подводящего патрубка, поэтому отношение давлений по расчету выше, чем в реальном компрессоре. На рис. 1а показаны фрагменты ГДХ — расчетные и с учетом понижающего коэффициента на подводящий патрубок.

Как видно из рис. 1б, относительная погрешность отношения давлений на номинальном режиме работы составила для расчетной модели:

$$\Delta = \left| \frac{\varepsilon^* - \varepsilon_{\text{НОМ}}^*}{\varepsilon_{\text{НОМ}}^*} \right| \cdot 100\% = \frac{1,378 - 1,35}{1,35} \cdot 100\% = 2\%.$$

И для расчетов с допущением:

$$\Delta = \left| \frac{\varepsilon^* - \varepsilon_{\text{НОМ}}^*}{\varepsilon_{\text{НОМ}}^*} \right| \cdot 100 \% = \frac{1,357 - 1,35}{1,35} \cdot 100 \% = 0,55 \%$$

При этом газодинамический расчет плохо смоделировал распределение температур по проточной части, занизив их на ~50 %. Для корректной оценки температур был введен поправочный коэффициент, который компенсирует неточность моделирования (рис. 16).

Модальный анализ

Критические частоты ротора были рассчитаны для двух значений жесткости опор (рис. 2а для жесткости $1 \cdot 10^9$ Нм и рис. 2б для жесткости $2 \cdot 10^9$ Нм). Был получен ряд гармоник для каждой жесткости опор.

Расчет гармоник показал, что рабочая частота вращения (15 155 об/мин) находится между первой и второй критическими гармониками в обоих случаях. Запас по частоте можно рассчитать по формуле:

$$\Delta_{\text{н гармоник}} = \left| \frac{n_{\text{крит}} - n_{\text{раб}}}{n_{\text{раб}}} \right| \cdot 100 \%$$

При этом, произведя отстройку критических частот от рабочих оборотов, получим довольно значительный запас в обе стороны, что обеспечивает устойчивость системы.

Оценка напряженно-деформированного состояния (НДС)

Моделирование НДС производилось в соответствии с требованиями [2] и [15]. Стандарт API 617 определяет два ключевых понятия скорости (частоты вращения) ротора и рабочего колеса — максимальная частота вращения ротора, при которой оборудование может работать непрерывно (MCS) и частота вращения ротора, при которой активируется отключение компрессора (TRIP speed). Обе характеристики указаны в паспорте на оборудование и являются базовыми, на которое оборудование рассчитывается при его проектировании. При этом $MCS \leq TRIP$.

В зависимости от типа привода значение TRIP скорости может составлять 100 %...115 % от MCS [15]. Для турбин и поршневых двигателей TRIP скорость выше MCS, так как для них требуется запас по частоте вращения для безопасного останова оборудования.

Для электродвигателей (особенно с регулируемой частотой вращения) скорость отключения равна MCS, так как указанная скорость контролируется электроникой.

По паспорту производителя компрессора TRIP скорость составляет 17 575 об/мин, что на 15 % выше номинальной частоты вращения. Максимальные напряжения в рабочем колесе возникали на этапе раскрутки до TRIP скорости и во время останова вращения и составили 767 МПа, в зоне пайки 738 МПа (рис. 3, при температуре 85 °С) при прочности детали после термообработки в 1000 МПа

КРИТИЧЕСКИЕ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА

РАДИАНЫ В СЕКУНДУ ОБОРОТЫ В МИНУТУ

| | | |
|--------------|------------|---------------|
| 1 ГАРМОНИКА: | 638.5 1/С | 6097. ОБ/МИН |
| 2 ГАРМОНИКА: | 2204.5 1/С | 21052. ОБ/МИН |
| 3 ГАРМОНИКА: | 5166.6 1/С | 49338. ОБ/МИН |
| 4 ГАРМОНИКА: | 5872.5 1/С | 56078. ОБ/МИН |
| 5 ГАРМОНИКА: | 8390.9 1/С | 80127. ОБ/МИН |
| 6 ГАРМОНИКА: | 9792.0 1/С | 93507. ОБ/МИН |

а)

КРИТИЧЕСКИЕ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ РОТОРА

РАДИАНЫ В СЕКУНДУ ОБОРОТЫ В МИНУТУ

| | | |
|--------------|------------|---------------|
| 1 ГАРМОНИКА: | 648.7 1/С | 6194. ОБ/МИН |
| 2 ГАРМОНИКА: | 2270.2 1/С | 21678. ОБ/МИН |
| 3 ГАРМОНИКА: | 5252.6 1/С | 50158. ОБ/МИН |
| 4 ГАРМОНИКА: | 6842.0 1/С | 65337. ОБ/МИН |
| 5 ГАРМОНИКА: | 9686.2 1/С | 92496. ОБ/МИН |

б)

Рис. 2. Результаты расчета критических частот ротора:

а — для жесткости $1 \cdot 10^9$ Нм; б — для жесткости $2 \cdot 10^9$ Нм

Fig. 2. Calculating results of the critical frequencies of the rotor:

а — for the stiffness of $1 \cdot 10^9$ Nm; б — for the stiffness of $2 \cdot 10^9$ Nm

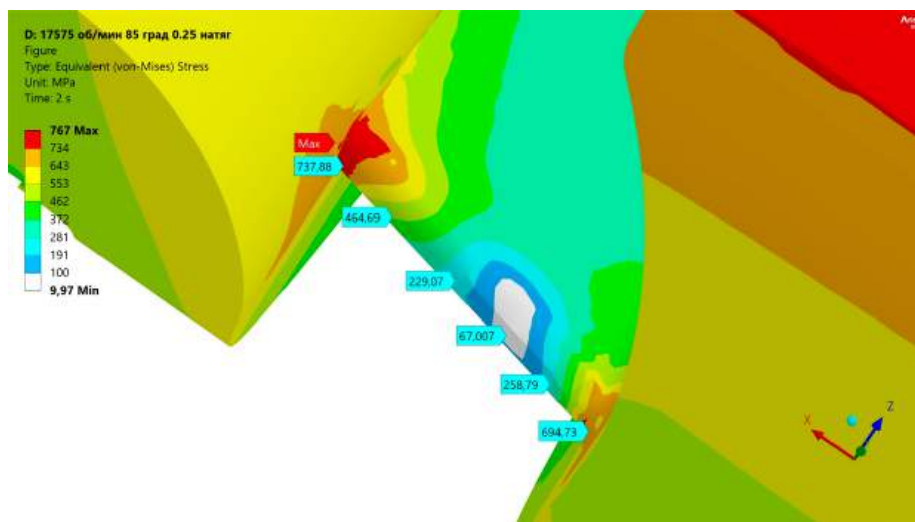


Рис. 3. Эпюра напряженно-деформированного состояния в зоне паяного шва (ротор)

Fig. 3. Diagram of the stress-strain state in the area of the solder joint (rotor)

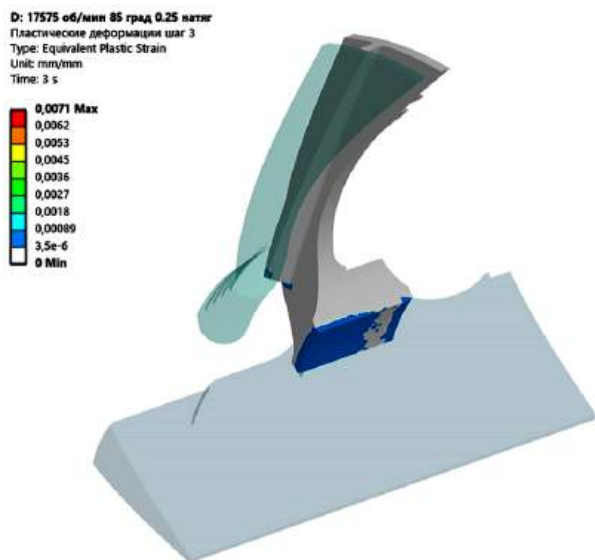


Рис. 4. Эпюра пластической деформации (ротор)
Fig. 4. Plastic deformation diagram (rotor)

и в зоне соединения 1135 — 1155 МПа, что подтверждает достаточный запас прочности.

Моделирование проводилось для рабочего колеса, изготовленного из стали 07X16H4Б ($\sigma_T = 692$ МПа при 22 °С), посаженного на вал из стали 1.7225 EN 10083-3 ($\sigma_T = 885$ МПа при 22 °С), материал припоя ПЖК-1000, ($\tau_{ср} = 450$ МПа при 22 °С). Расчеты выполнены для различных температурных режимов: 22 °С, 85 °С, 100 °С, 150 °С, 200 °С.

Расчет выполнен методом конечных элементов (МКЭ) в секторе 1/19 от полной модели. Рассмотрены контактные взаимодействия с учетом трения (коэффициент 0,18): движение диска вдоль вала — невозможно (frictionless support), движение вала вдоль оси ограничено (fixed support). Симметрия моделировалась использованием граничного условия (cyclic region). Нагрузки вводились в три этапа:

1. Инициация контакта вал — ступица.
2. Разгон до расчетной частоты вращения.
3. Остановка вращения и определение остаточных деформаций.

Пластические деформации (рис. 4) при моделировании разгонных испытаний составили 0,7 % и при последующих нагружениях не проявлялись. Необходимо также отметить, что при моделировании не учтена кромка паяного шва в месте сопряжения лопатки и покрывного диска, а моделирование и нагружение проведено при плоском контакте поверхностей. Таким образом, делая допущение об ограничениях при моделировании и интерпретации получаемых эпюр при моделировании МКЭ, считаем, что это является допустимым в нашем случае. Кроме того, качественная оценка результатов моделирования дана при проведении натурных испытаний.

Расчет малоциклового усталости был выполнен по методике [16] с коэффициентом запаса 5, рассчитанным по формуле Мэнсона:

$$\Delta \varepsilon_i = \left[\ln \frac{1}{1 - \Psi(t, T)} \right]^{0.6} \cdot N^{-0.6} + \frac{3.5 [\sigma_{dl}(t, T) - \sigma_m]}{E(T)} \cdot N^{-0.12}.$$

Минимальный ресурс составил 1648 циклов.

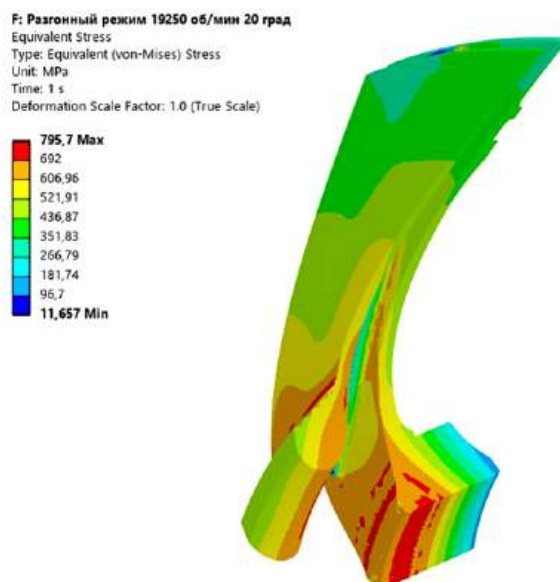


Рис. 5. Эпюра напряженно-деформированного состояния (рабочее колесо)
Fig. 5. Stress-strain diagram (impeller)

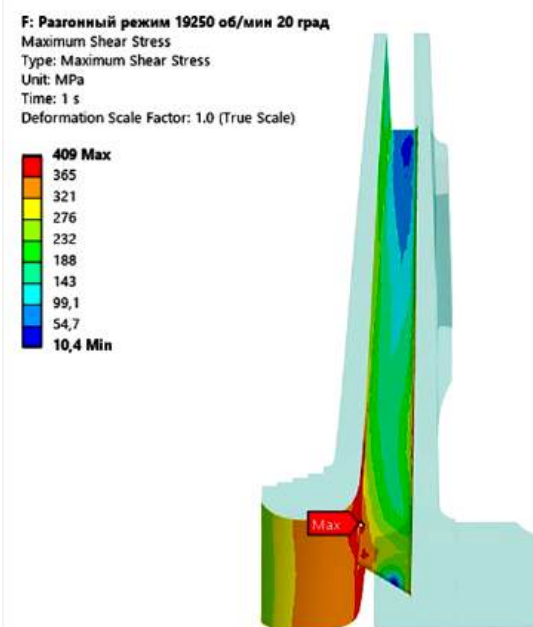


Рис. 6. Эпюра касательных напряжений (рабочее колесо)
Fig. 6. Tangential stress diagram (impeller)

Если говорить отдельно о разгонных испытаниях рабочего колеса, то, согласно API 617, частота вращения, на которой испытывается рабочее колесо, должна составлять не менее 115 % от MCS или, в нашем случае, 19 250 об/мин в течение не менее чем 1 мин.

Эпюры напряженно-деформированного состояния, эпюра касательных напряжений и пластической деформации рабочего колеса на разгонном режиме, полученные по результатам моделирования при температуре 22 °С соответственно, приведены на рис. 5, 6 и 7.

При этом необходимо отметить, что, согласно эпюре, изображенной на рисунке, запас прочности обеспечивается только при оценке по критерию предела прочности, т. к. максимальные напряже-

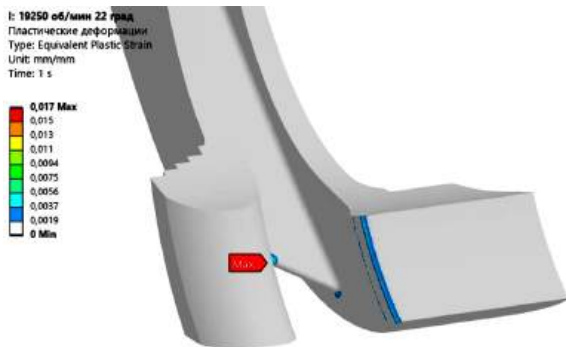


Рис. 7. Эшора пластической деформации (рабочее колесо)
Fig. 7. Plastic deformation diagram (impeller)



Рис. 8. Рабочее колесо на стенде
Fig. 8. Impeller on the stand

ния — 753 МПа — выше предела текучести. Максимальные касательные напряжения в 409 МПа (рис. 6) обозначают краевые эффекты и не влияют на прочность сечения. Из-за возникновения областей пластической деформации (рис. 7) был проведен анализ малоциклового усталости, где определено, что среднее количество циклов до разрушения равно 1000. В связи с этим особый интерес представляют результаты стендовых разгонных испытаний.

Изготовление и стендовые разгонные испытания

На основе проведенных расчетов была разработана конструкторская документация и изготовлено рабочее колесо силами инжинирингового центра АО «Инженерно-производственные решения».

На производственной площадке АО «Энергомашиностроительный завод «ОРМА» были проведены разгонные испытания рабочего колеса центробежного компрессора ИЦК КЦК-01-100-1-8-А на специальном стенде (рис. 8).

Размеры колеса, обозначенные как определяющие (такие как отверстие для посадки на вал, уплотняющая поверхность, наружный диаметр) должны быть измерены до и после проведения разгонных испытаний. Все эти измерения и значение скорости, при которых проводились испытания, должны

Таблица 3. Результаты контроля размеров рабочего колеса после разгонных испытаний

Table 3. Results of the size control of the impeller after acceleration tests

| № п/п | Размер до разгонных испытаний, мм | Размер после разгонных испытаний, мм | Измеренное отклонение, мм | Величина допуска на размер по чертежу, мм |
|---|--|--------------------------------------|---------------------------|---|
| 1 | Ø 160,00 (технологический припуск на оснастку для разгонных испытаний) | Ø 160,05... Ø 160,19 | 0,05... 0,09 | — |
| 2 | Ø 386,84 | Ø 386,96 | 0,12 | Ø 387 _{-0,23} |
| 3 | Ø 202,34 (припуск под обработку в сборе) | Ø 202,36 | 0,02 | — |
| 4 | Ø 235,82 (припуск под обработку в сборе) | Ø 236,02 | 0,20 | — |
| 5 | 49,99 | 49,99 | 0 | 50±0,1 |
| 6 | 8,27—8,33 | 8,27—8,33 | 0 | 8*±0,1 |
| * может отличаться от действительного размера согласно КД | | | | |

быть представлены заказчику для ознакомления после окончания испытаний. Любая остаточная деформация центрального отверстия для посадки на вал или других определяющих размеров вне пределов допусков, указанных на чертеже, может являться причиной для отбраковки [15].

Рабочее колесо было разогнано до частоты вращения 19 250 об/мин с выдержкой по времени 3 мин. на установившихся оборотах. После окончания разгонных испытаний был проведен контроль размеров и выполнена цветная дефектоскопия в соответствии с [17]. Результаты контроля размеров рабочего колеса приведены в табл. 3.

По результатам испытаний расчетные деформации не превысили допустимых значений по чертежу, и колесо успешно прошло испытания. В ходе проведения дефектоскопии дефекты не были обнаружены. Информация, полученная в ходе испытаний, была занесена в акт технического контроля, который подтверждает соответствие детали установленным нормам, стандартам.

Заключение

Процесс создания рабочего колеса для высокооборотистого центробежного компрессора ИЦК КЦК-01-100-1-8-А продемонстрировал, что успешное восстановление детали требует учета множества факторов — от выбора материалов и технологии пайки до точного моделирования нагрузок. Необходимость соблюдения жестких технологических норм и проведения комплексных расчетов подчеркивает сложность решаемой задачи. Полученные результаты подтверждают, что применение отечественных аналогов материалов, а именно стали 07X16H4Б и припоя ПЖК-1000, а также совре-

менных методов анализа позволяет создать рабочее колесо с характеристиками, близкими к лучшим образцам современной техники.

Список источников / References

1. Хисамеев И. Г., Максимов В. А., Баткис Г. С., Гузельбаев Я. З. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров. Казань: ФЭН, 2010. 671 с.

Khisameyev I. G., Maksimov V. A., Batkis G. S., Guzel'bayev Ya. Z. *Proyektirovaniye i ekspluatatsiya promyshlennykh tsentrobezhnykh kompressorov* [Design and operation of industrial centrifugal compressors]. Kazan, 2010. 671 p. (In Russ.).

2. СТО ИНТИ S.60.2—2023. Центробежные компрессорные установки для нефтепереработки и нефтехимии. Общие технические условия. Санкт-Петербург, 2023. 241 с.

STO INTI S.60.2—2023. *Tsentrobezhnyye kompressornyye ustanovki dlya neftepererabotki i neftekhimii. Obshchiye tekhnicheskiye usloviya* [Centrifugal compressor units for oil refining and petrochemistry. General specifications]. Saint Petersburg, 2023. 241 p. (In Russ.).

3. ГОСТ 25054—81. Поковки из коррозионно-стойких сталей и сплавов. Общие технические условия. Введ. 01—01—1983. Москва: Изд-во стандартов, 1981. 12 с.

GOST 25054—81. *Pokovki iz korrozionno-stoykikh staley i splavov. Obshchiye tekhnicheskiye usloviya* [Forgings of corrosion-resistant steels and alloys. General specifications]. Moscow, 1981. 12 p. (In Russ.).

4. Галиахметов И. Г. Конструкционные материалы центробежных и винтовых компрессоров. Выбор и технология их применения. Казань: ФЭН, 2009. 155 с. ISBN 978-5-9690-0069-8.

Galiakhmetov I. G. *Konstruktsionnyye materialy tsentrobezhnykh i vintovykh kompressorov. Vybor i tekhnologiya ikh primeneniya* [Structural materials of centrifugal and screw compressors. Selection and technology of their application]. Kazan, 2009. 155 p. ISBN 978-5-9690-0069-8. (In Russ.).

5. Максименко И. А. Высокотемпературная вакуумная пайка центробежных рабочих колёс из титановых сплавов: отработка технологии и расчётно-экспериментальные исследования прочности соединений // Труды XIX Междунар. науч.-практ. конф. по компрессоростроению, посвященной 100-летию со дня рождения Владимира Борисовича Шнеппа / под общ. ред. Е. Р. Ибрагимова. Казань: Визард, 2024. С. 291—300. ISBN 978-5-6048101-3-2. EDN: WZCHKO.

Maksimenko I. A. *Vysokotemperaturnaya vakuumnaya payka tsentrobezhnykh rabochikh kolez iz titanovykh splavov: otrabotka tekhnologii i raschetno-eksperimental'nyye issledovaniya prochnosti soedineniy* [High-temperature vacuum soldering of centrifugal impellers made of titanium alloys: technology development and computational and experimental studies of joint strength]. *Trudy XIX Mezhdunar. nauch.-prakt. konf. po kompressorostroyeniyu, posvyashchennoy 100-letiyu so dnya rozhdeniya Vladimira Borisovicha Shneppa. Proceedings of the XIX International Scientific and Practical Conference on Compressor Engineering, dedicated to the 100th Anniversary of the birth of Vladimir Borisovich Schnep* / ed. by E. R. Ibragimov. Kazan, 2024. P. 291—300. ISBN 978-5-6048101-3-2. EDN: WZCHKO. (In Russ.).

6. Справочник по пайке / под ред. И. Е. Петрунина. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 2003. 480 с.

Spravochnik po payke [Haandbook on soldering] / ed. by I. E. Petrunin. 3rd. ed., revised and suppl. Moscow, 2003. 480 p. (In Russ.).

7. Махонин А. В., Соловьев М. В., Рябов Ф. С., Цельмер М. Л. Сравнение методов расчета и выбора прессовых посадок рабочих колес на вал для современных технологических высокооборотистых центробежных компрессоров // Потребители — производители компрессоров и компрессорного оборудования: сб. тр. междунар. симп. Санкт-Петербург: Политех-Пресс, 2025. С. 12—28. EDN: BEFBKK.

Makhonin A. V., Solov'yev M. V., Ryabov F. S., Tsel'mer M. L. *Sravneniye metodov rascheta i vybora pressovykh posadok rabochikh kolez na val dlya sovremennykh tekhnologicheskikh vysokooborotistyykh tsentrobezhnykh kompressorov* [Comparison of methods of calculation and selection of press fits of impellers on the shaft for modern technological high-speed centrifugal compressors]. *Potrebiteli — proizvoditeli kompressorov i kompressornogo oborudovaniya. Consumers — Manufacturers of Compressors and Compressor Equipment*. Saint Petersburg, 2025. P. 12—28. EDN: BEFBKK. (In Russ.).

8. Егоров О. В., Махонин А. В., Сиверский А. С., Соловьев М. В., Цельмер М. Л. Создание линейки отечественных процессных компрессоров нефтеперерабатывающих заводов на основе опыта иностранных лидеров рынка // Компрессорные технологии. 2024. № 8. С. 28—32.

Egorov O. V., Makhonin A. V., Siverskiy A. S., Solov'yev M. V., Tsel'mer M. L. *Sozdaniye lineyki otechestvennykh protsessnykh kompressorov neftepererabatyvayushchikh zavodov na osnove opyta inostrannykh liderov rynka* [Creation of a line of domestic process compressors for oil refineries based on the experience of foreign market leaders]. *Kompressornyye Tekhnologii*. 2024. No. 8. P. 28—32. (In Russ.).

9. Rekstin A. F., Soldatova K. V., Galerkin Yu. B. Experience of application the computer program based on a simplified mathematical model for industrial centrifugal compressors candidates. *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 604. P. 012045. DOI: 10.1088/1757-899X/604/1/012045.

10. Rekstin A., Popova E., Uchevscy A. Centrifugal compressor stages efficiency analysis by means of the approximate algebraic equations. *AIP Conference Proceedings*. 2018. Vol. 2007. P. 030036. DOI: 10.1063/1.5051897.

11. Marenina L., Galerkin Yu., Drozdov A. Stator elements optimization of centrifugal compressor intermediate type stage by CFD methods. *E3S Web of Conferences*. 2020. Vol. 178. P. 01020. DOI: 10.1051/e3sconf/202017801020.

12. Matas R., Syka T., Lunacek O. Numerical and experimental modelling of the centrifugal compressor stage — setting the model of impellers with 2D blades. *EPJ Web of Conferences*. 2017. Vol. 143. P. 02073. DOI: 10.1051/epjconf/201714302073.

13. Matas R., Syka T., Hurda L. Experimental investigation and numerical modelling of 3D radial compressor stage and influence of the technological holes on the working characteristics. *EPJ Web of Conferences*. 2018. Vol. 180. P. 02060. DOI: 10.1051/epjconf/201818002060.

14. Syka T., Matas R., Luňáček O. Numerical and experimental modelling of the radial compressor stage. *AIP Conference Proceedings*. 2016. Vol. 1745. P. 020059. DOI: 10.1063/1.4953753.

15. API Standard 617 Axial and Centrifugal Compressors and Expander-compressors. 9th ed. Washington: API Publishing Services, 2022. 214 p.

16. Махонин А. В., Маренина Л. Н., Семеновский В. Б., Максименко И. А. Расчет ступени центробежного компрессора с кольцевой сборной камерой методами вычислительной газодинамики // Компрессорная техника и пневматика. 2023. № 2. С. 11—18. EDN: ZNJUDX.

Makhonin A. V., Marenina L. N., Semenovskiy V. B., Maksimenko I. A. *Raschet stupeni tsentrobezhnogo kompressora s kol'tsevoy sbornoй kameroy metodami vychislitel'noy gazodinamiki* [Calculation of the centrifugal compressor stage with an annular chamber by computational gas dynamics methods]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics*. 2023. No. 2. P. 11—18. EDN: ZNJUDX. (In Russ.).

17. ГОСТ 18442—80. Контроль неразрушающий. Капиллярные методы. Общие требования. Введ. 01—07—1981. Москва: Стандартинформ, 2005. 33 с.

GOST 18442—80. *Kontrol' nerazrushayushchiy. Kapillyarnyye metody. Obshchiye trebovaniya* [Nondestructive testing. Capillary methods. General requirements]. Moscow, 2005. 33 p. (In Russ.).

КАЗАНЦЕВ Антон Александрович, кандидат технических наук, доцент (Россия), начальник отдела АО «Инженерно-производственные решения», г. Санкт-Петербург, г. Кронштадт.

SPIN-код: 9980-8398

AuthorID (РИНЦ): 234408

ORCID: 0000-0002-8765-0895

AuthorID (SCOPUS): 56496487600

ResearcherID: G-4869-2017

Адрес для переписки: Kazantsev.AA@ipr-kron.ru

МАЛАХОВ Дмитрий Романович, инженер-конструктор третьей категории АО «Инженерно-производственные решения», г. Санкт-Петербург, г. Кронштадт.

SPIN-код: 6605-8590

AuthorID (РИНЦ): 1304621

Адрес для переписки: malakhov.dr@ipr-kron.ru

МАХОНИН Артем Вадимович, инженер-конструктор второй категории АО «Инженерно-производственные решения», г. Санкт-Петербург, г. Кронштадт.

SPIN-код: 6727-4540

AuthorID (РИНЦ): 1203402

ORCID: 0009-0008-5887-4823

Адрес для переписки: Makhonin.av@ipr-kron.ru

РЯБОВ Филипп Сергеевич, начальник управления (Управление виртуального полигона) АО «Инженерно-производственные решения», г. Санкт-Петербург, г. Кронштадт.

Адрес для переписки: ryabov.fs@ipr-kron.ru

СОЛОВЬЕВ Михаил Владимирович, руководитель центра — главный конструктор АО «Инженерно-производственные решения», г. Санкт-Петербург, г. Кронштадт.

SPIN-код: 2813-6385

AuthorID (РИНЦ): 1052385

Адрес для переписки: Solovev.MVla@ipr-kron.ru

ЦЕЛЬМЕР Марк Леонидович, начальник управления — главный конструктор АО «Инженерно-производственные решения», г. Санкт-Петербург, г. Кронштадт.

SPIN-код: 3918-4667

AuthorID (РИНЦ): 1304490

ORCID: 0009-0006-7789-3224

AuthorID (SCOPUS): 57201581051

ResearcherID: OCK-8697-2025

Адрес для переписки: zelmer.ml@ipr-kron.ru

Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 22.08.2025; одобрена после рецензирования 06.11.2025; принята к публикации 12.11.2025.

KAZANTSEV Anton Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department, JSC "Engineering and Manufacturing Solutions", Saint Petersburg, Kronshtadt.

SPIN-code: 9980-8398

AuthorID (RSCI): 234408

ORCID: 0000-0002-8765-0895

AuthorID (SCOPUS): 56496487600

ResearcherID: G-4869-2017

Correspondence address: Kazantsev.AA@ipr-kron.ru

MALAKHOV Dmitriy Romanovich, Design Engineer, JSC "Engineering and Manufacturing Solutions", Saint Petersburg, Kronstadt.

SPIN-code: 6605-8590

AuthorID (RSCI): 1304621

Correspondence address: malakhov.dr@ipr-kron.ru

MAKHONIN Artem Vadimovich, Design Engineer, JSC "Engineering and Manufacturing Solutions", Saint Petersburg, Kronstadt.

SPIN-code: 6727-4540

AuthorID (RSCI): 1203402

ORCID: 0009-0008-5887-4823

Correspondence address: Makhonin.av@ic-k.ru

RYABOV Filipp Sergeyevich, Head of the Department, JSC "Engineering and Manufacturing Solutions", Saint Petersburg, Kronstadt.

Correspondence address: ryabov.fs@ipr-kron.ru

SOLOVYEV Mikhail Vladimirovich, Head of the Center — Chief Designer, JSC "Engineering and Manufacturing Solutions", Saint Petersburg, Kronstadt.

SPIN-code: 2813-6385

AuthorID (RSCI): 1052385

Correspondence address: Solovev.MVla@ipr-kron.ru

TSELMER Mark Leonidovich, Head of the Department — Chief Designer, JSC "Engineering and Manufacturing Solutions", Saint Petersburg, Kronstadt.

SPIN-code: 3918-4667

AuthorID (RSCI): 1304490

ORCID: 0009-0006-7789-3224

AuthorID (SCOPUS): 57201581051

ResearcherID: OCK-8697-2025

Correspondence address: zelmer.ml@ipr-kron.ru

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 22.08.2025; approved after reviewing 06.11.2025; accepted for publication 12.11.2025.