УДК 621.521

Расчет теплообмена и тепловых деформаций в машинах типа Рутс

И.А. Малин, А.А. Райков, С.И. Саликеев, А.В. Бурмистров

Казанский национальный исследовательский технологический университет

Calculation of heat transfer and thermal deformations in roots-type machines

I.A. Malin, A.A. Raykov, S.I. Salikeev, A.V. Burmistrov

Kazan National Research Technological University

Предложена методика численного моделирования теплообмена и тепловых деформаций в роторных машинах внешнего сжатия типа Рутс. Рассмотрена основная проблема проектирования бесконтактных вакуумных насосов — определение оптимальных рабочих зазоров, обеспечивающих баланс между высоким коэффициентом полезного действия и предотвращением заклинивания роторов при тепловом расширении. Выполнен обзор методов расчета: от аналитических одномерных моделей до трехмерного моделирования с использованием сопряженного теплообмена и метода конечных элементов. Разработана модель, позволяющая детально анализировать распределение температур в роторе и корпусе, а также проводить анализ влияния на нее внешних факторов. Проведено сравнение результатов численного моделирования с экспериментальными данными, показавшее расхождение не более 11 %. На основе разработанной модели выполнен анализ тепловых деформаций трехлопастного вакуумного насоса типа Рутс, определено изменение зазоров ротор–корпус в различных режимах работы. Установлено, что повышение входного давления приводит к существенному росту осевых деформаций рабочих органов насоса. Предложенная методика позволяет прогнозировать работоспособность машин типа Рутс на этапе проектирования и минимизировать риск заклинивания.

EDN: BRPHCZ, https://elibrary/brphcz

Ключевые слова: машина типа Рутс, трехлопастный вакуумный насос, теплообмен, тепловые деформации, зазоры ротор–корпус

The paper presents a numerical simulation methodology for heat transfer and thermal deformations in Roots-type rotary machines. The key design challenge for oil-free vacuum pumps is considered, namely the determination of optimal operating clearances that ensure a balance between high efficiency and prevention of rotor jamming due to thermal expansion. A review of calculation methods is performed, ranging from analytical one-dimensional models to three-dimensional simulation using conjugate heat transfer and the finite element method. The developed model enables detailed analysis of temperature distribution in the rotor and housing. Validation of the numerical simulation results against experimental data shows a discrepancy not exceeding 11%. Based on this model, an analysis of thermal deformations is carried out, and the variation of rotor-housing clearances under different operating conditions is determined. It is established that an increase in inlet pressure leads to a significant rise in axial deformations (from 0.057 mm to 0.38 mm). The proposed methodology allows prediction of Roots-type machine performance at the design stage and minimization of the jamming risk.

EDN: BRPHCZ, https://elibrary/brphcz

Keywords: Roots-type machine, three-lobe vacuum pump, heat transfer, thermal deformations, rotor-housing clearances

При проектировании роторных машин типа Рутс важно точно рассчитать тепловые процессы [1, 2]. Основная проблема заключается в том, что их сухой (безмасляный) принцип работы, исключающий загрязнение перекачиваемой среды, приводит к интенсивному нагреву. Этот нагрев обусловлен, в первую очередь, внешним сжатием, при котором происходит значительная диссипация энергии и нагрев вследствие обратного потока горячего газа из нагнетательной линии в рабочую камеру [1]. Эта приводит к потерям на входе и вызывает деформации, которые наряду с конфигурацией профиля [3] влияют на размер рабочих зазоров и, как следствие, на эффективность, надежность и работоспособность оборудования в целом.

Проектировщики бесконтактных насосов и компрессоров сталкиваются с дилеммой. С одной стороны, малые монтажные зазоры повышают объемный коэффициент полезного действия благодаря снижению внутренних перетечек газа, с другой — они создают высокий риск заклинивания роторов при их тепловом расширении во время выхода на рабочий режим и функционирования насоса. И наоборот, чрезмерно большие зазоры гарантируют безопасность, но резко снижают производительность машины, соотношение давлений выхода и входа и увеличивают удельные энергозатраты [4, 5].

Методы анализа нагрева в машинах типа Рутс с начала XXI столетия сильно изменились. Изначально инженеры оперировали усредненными параметрами. Но по мере того, как требования к точности расчетов росли, а вычислительная техника становилась мощнее, инструменты для моделирования усложнились. Это позволило перейти от общих цифр к детальному анализу распределения давления и температуры.

Первыми инструментами для расчета стали аналитические модели. В их основе лежало упрощенное представление рабочих зазоров как суживающихся сопел, через которые рассчитывали поток утечек. Главный недостаток этих методов заключался в их чрезмерной зависимости от эмпирических коэффициентов расхода среды. Не менее важной проблемой было использование единой усредненной температуры, что полностью игнорировало локальный нагрев в разных точках машины и не позволяло оценить его реальное влияние [5].

Позднее появились камерные и одномерные термодинамические модели. В этих подходах машину рассматривают как единый контрольный объем, для которого решают уравнения сохранения массы и энергии. Это позволяет анализировать нестационарные процессы, например пульсации давления в присоединенных трубопроводах, и оценивать интегральный тепловой баланс. Однако такие модели не способны предоставить детальную картину пространственного распределения температур в теле роторов и корпуса [6, 7].

Прорывом стало полное трехмерное моделирование методами вычислительной гидрогазодинамики (Computational Fluid Dynamics — CFD) [8, 9]. Оно позволило в деталях рассматривать сложный поток, включая основные источники нагрева — обратные потоки газа. Основная сложность заключалась в моделировании постоянно изменяющейся области зацепления роторов. Это было решено с помощью специальных инструментов, которые генерируют новую точную расчетную сетку для каждого угла поворота [10].

Наиболее современным методом является моделирование сопряженного теплообмена (Conjugate Heat Transfer — CHT), когда в одной модели связаны расчеты для газа и твердых тел. Главная сложность — совместить быстрые газодинамические процессы (миллисекунды) с медленным прогревом металла (минуты и даже часы). Для этого применяют итерационную процедуру слабой связи: данные газодинамического расчета передаются тепловому решателю, который вычисляет нагрев деталей и возвращает уточненные температуры границ обратно в модель газа. Цикл повторяется до достижения согласованного решения [4].

Итогом всего расчета становится анализ методом конечных элементов (Finite Element Method — FEM) [11, 12]. Температурные поля, полученные в результате CHT-моделирования, используют в качестве входных данных для анализа. Это единственный способ, позволяющий достоверно предсказать, как именно «поведет» металл от нагрева и как изменятся кри-

тические рабочие зазоры в реальной работе. Упрощенные инженерные формулы здесь не работают.

Цель статьи — разработка и верификация методики расчета сопряженного теплообмена в вакуумных насосах типа Рутс и анализ влияния тепловых эффектов на размер зазоров.

Методика расчета. При расчете теплообмена в машине Рутса сначала находим коэффициенты теплоотдачи по выражению

$$\alpha = \frac{\mathrm{Nu}\lambda}{d}, \qquad (1)$$

где Nu — число Нуссельта; λ — коэффициент теплопроводности; d — характерный диаметр.

При расчете коэффициента теплоотдачи внутри рабочей полости эквивалентный диаметр

$$d = \frac{6V_{\text{р.п}}}{F_{\text{р.п}}},$$

где $V_{\text{р.п}}$ и $F_{\text{р.п}}$ — объем и площадь поверхности рабочей полости.

Для теплообмена между маслом в масляном картере и валом (рис. 1, граница *1*) число Нуссельта определяем как [13, 14]

$$\mathrm{Nu} = 0{,}133\mathrm{Re}^{2/3}\mathrm{Pr}^{1/3},$$

где Re — число Рейнольдса; Pr — число Прандтля.

Для теплообмена между газом и ротором (см. рис. 1, граница *3*) число Нуссельта находим по выражению

$$\mathrm{Nu} = B\mathrm{Re} + A,$$

где B, A — коэффициенты, найденные экспериментальным путем в работе [15].

Для обоих случаев число Рейнольдса вычисляем как

$$\mathrm{Re} = \frac{\upsilon d}{\nu},$$

где υ — окружная скорость; ν — кинематическая вязкость.

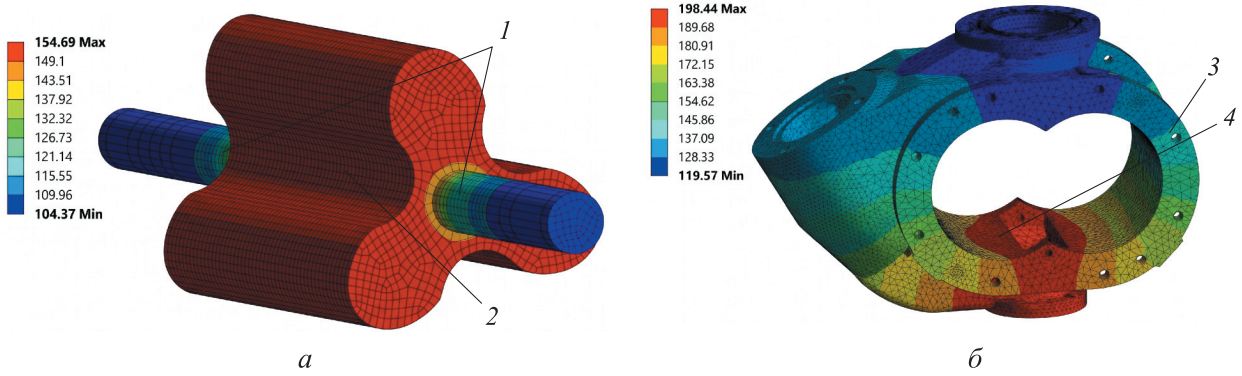
Теплообмен на внешней поверхности корпуса (см. рис. 1, граница *3*) рассчитываем по выражению (1), где число Нуссельта находим с помощью уравнения свободной конвекции через число Рэлея Ra

$$\mathrm{Nu} = 0{,}5\left(\mathrm{Ra}\right)^{0{,}25}.$$

Расчет распределения температур в объемах ротора и корпуса проводился методом конечных элементов (МКЭ). Исследуемая деталь разбивалась на конечные элементы (тетраэдры или гексаэдры), в каждом из которых искомая температура аппроксимировалась функцией, связывающей значения температур в узлах элемента. Сеточная сходимость для ротора достигалась при 32 600 гексаэдральных конечных элементах, а для корпуса (как для детали более сложной формы) — при 139 500 тетраэдральных элементах.

Согласно ISO 21360-1, характеристики вакуумного насоса следует измерять в стационарном режиме. Кроме того, скорость распространения температуры в твердом теле (ротор и корпус) значительно меньше, чем скорость перемещения рабочего объема внутри насоса, поэтому задачу нахождения распределения температуры в рабочих элементах можно решать в стационарной постановке.

Для стационарного теплового режима расчет сводится к решению системы линейных алгебраических уравнений



а *б*

Рис. 1. Конечно-элементные модели с граничными условиями и распределение температуры, ° С, по поверхности трехлопастного ротора (*а*) и внешней стенке корпуса (*б*) насоса типа Рутс

$$[K]\{T\}=\{Q\},$$

где $[K]$ — глобальная матрица теплопроводности, учитывающая свойства материала (коэффициент теплопроводности) и геометрические характеристики сетки; $\{T\}$ — вектор узловых температур; $\{Q\}$ — вектор тепловых нагрузок, включающий в себя граничные условия (конвекцию, тепловые потоки, тепловыделение и излучение).

Так как в стационарном режиме $\partial T/\partial t = 0$, теплоемкость материала и плотность в расчете не участвуют. Излучением вследствие его незначительного влияния на тепловой баланс также пренебрегаем. Поэтому при условии постоянства теплопроводности задача решается за одну итерацию.

В качестве граничных условий задаем конвективный теплообмен, что в дифференциальной форме

$$-k\left(\frac{\partial T}{\partial n}\right)_w = h\left(T_w - T_f\right).$$

где $-k(\partial T/\partial n)_w$ — плотность теплового потока q со стороны твердого тела на границе; k — коэффициент теплопроводности материала; $\partial T/\partial n$ — градиент температуры по нормали к поверхности; T_w — температура на стенке (неизвестная величина); T_f — температуры газа около стенки.

При вращении ротора каждая точка его поверхности (см. рис. 1, граница *2*) одинаковое время контактирует с газом в каждом из процессов (всасывание, перенос, нагнетание), поэтому температуру среды задаем как среднеинтегральную температуру газа в отсеченном объеме за один оборот

$$\overline{T} = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} T(\varphi)\,d\varphi,$$

где φ — угол поворота.

Внутренняя поверхность корпуса (см. рис. 1, граница *4*) неподвижна, поэтому температуру каждой точки рассчитываем как среднеинтегральную температуру газа в объеме за время прохождения этого объема в окрестность рассматриваемой точки

$$\overline{T} = \frac{1}{\pi/3}\int_{\varphi}^{\pi/3+\varphi} T(\varphi)\,d\varphi.$$

Таким образом, в направлении от входа к выходу температура среды возрастает. Для концов валов ротора температуру среды задаем, как температуру масла в масляных картерах, измеренную в ходе экспериментов. Температура газа на внешней поверхности корпуса соответствует температуре внешней среды.

Результаты и их обсуждение. В результате МКЭ-анализа получено распределение температур в рассматриваемых элементах насоса типа Рутс (см. рис. 1).

С помощью разработанной модели определены зависимости температуры на профильной поверхности ротора $T_р$ от входного давления $p_{вх}$ для опытного образца трехлопастного вакуумного насоса с геометрической быстротой действия 115 м^3/ч, характеристики которого для

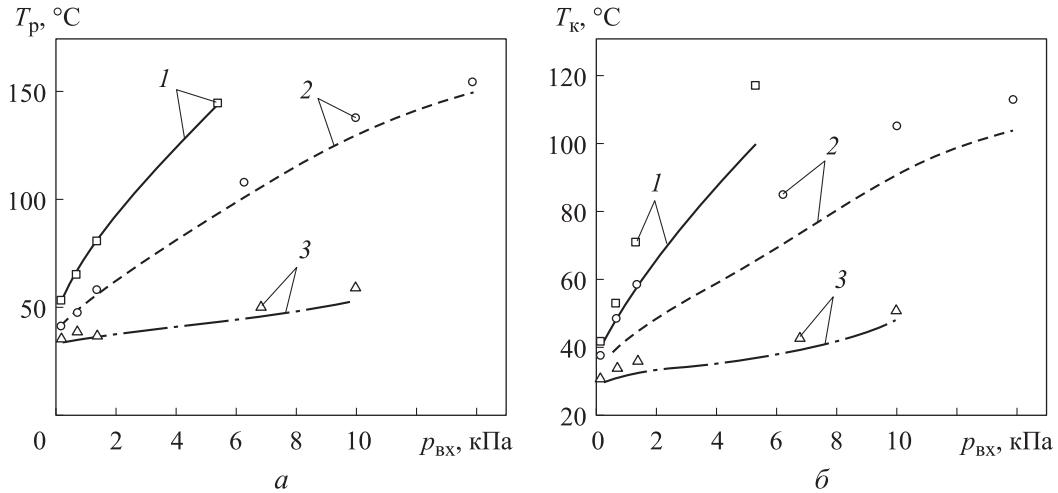


Рис. 2. Расчетные (линии) и экспериментальные (точки) зависимости температур на поверхности профильной части ротора $T_р$ (*а*) и внешней стенке корпуса $T_к$ (*б*) от входного давления $p_{вх}$ при частоте вращения ротора n = 4275 (*1*), 2850 (*2*) и 1425 мин$^{-1}$ (*3*)

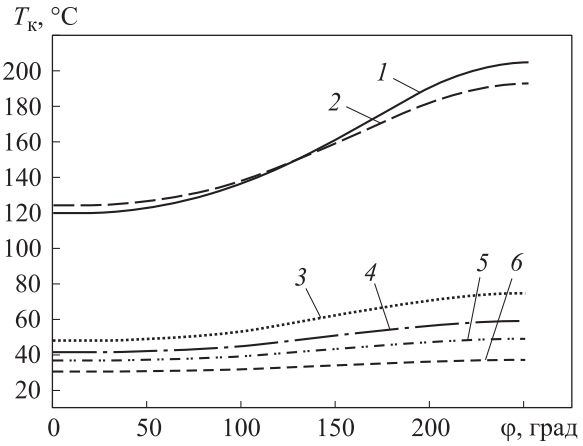


Рис. 3. Зависимости температуры корпуса $T_к$ от угла поворота φ при различных значениях частоты вращения ротора и входного давления:
1 — n = 4275 мин$^{-1}$, $p_{вх}$ = 5332 Па;
2 — n = 2850 мин$^{-1}$, $p_{вх}$ = 13 863 Па;
3 — n = 1475 мин$^{-1}$, $p_{вх}$ = 9958 Па;
4 — 4275 мин$^{-1}$, $p_{вх}$ = 133 Па;
5 — 2850 мин$^{-1}$, $p_{вх}$ = 133 Па;
6 — 1475 мин$^{-1}$, $p_{вх}$ = 133 Па

различных режимов работы найдены экспериментальным путем [4–6].

Расчетные и экспериментальные зависимости температуры на профильной поверхности ротора $T_р$ от входного давления $p_{вх}$ при частоте вращения ротора n = 4275, 2850 и 1425 мин$^{-1}$ приведены на рис. 2, *а*. Видно, что результаты численного моделирования имеют хорошую сходимость с экспериментальными данными (в пределах 11 %). Это позволяет сделать вывод о корректности построенной модели и достоверности получаемых с ее помощью результатов.

Кроме того, представляет интерес зависимость максимальной температуры корпуса от входного давления, так как от нее зависит размер зазоров в роторном механизме. Расчетные и экспериментальные зависимости температуры на внешней стенке корпуса $T_к$ от входного давления $p_{вх}$ при частоте вращения ротора n = 4275, 2850 и 1425 мин$^{-1}$ приведены на рис. 2, *б*. Здесь также наблюдается хорошая сходимость результатов испытаний с данными моделирования, что подтверждает адекватность построенной модели и корректность принятых допущений.

Если температура на профильной поверхности ротора постоянная, то температура корпуса по направлению от входа к выходу возрастает. Это влияет на условия теплообмена и учтено в расчетной модели, для чего распределение температуры на внутренней расточке корпуса показано в виде зависимости от угла поворота (рис. 3). Видно, что разность между температурами входа и выхода увеличивается при повышении входного давления и частоты вращения ротора.

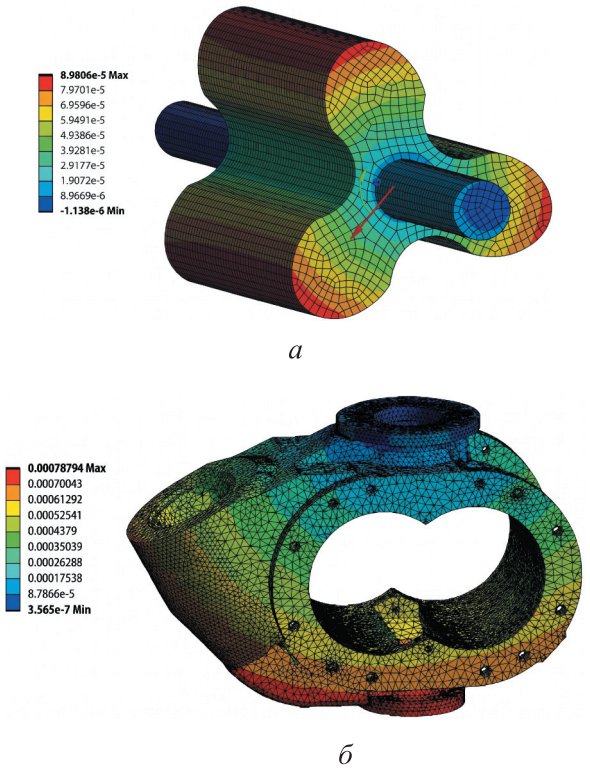


Рис. 4. Распределение температурных деформаций, м, ротора (*а*) и корпуса (*б*) в радиальном направлении

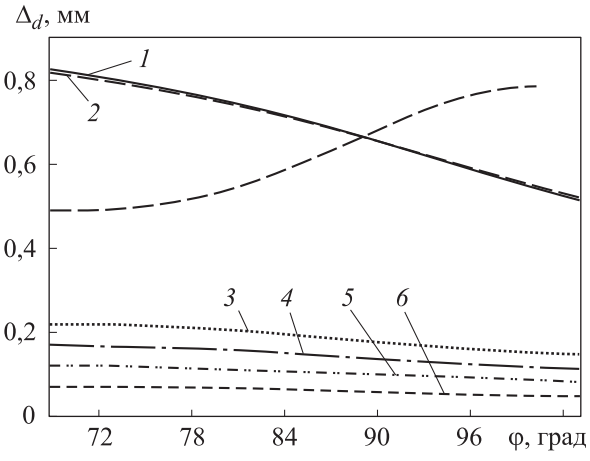


Рис. 5. Зависимости радиального зазора ротор–корпус Δ_d от угла поворота φ при различных значениях частоты вращения ротора и входного давления:
1 — 4275 мин$^{-1}$, $p_{вх}$ = 5332 Па;
2 — 2850 мин$^{-1}$, $p_{вх}$ = 13 863 Па;
3 — 1475 мин$^{-1}$, $p_{вх}$ = 9958 Па;
4 — 4275 мин$^{-1}$, $p_{вх}$ = 133 Па;
5 — 2850 мин$^{-1}$, $p_{вх}$ = 133 Па;
6 — 1475 мин$^{-1}$, $p_{вх}$ = 133 Па

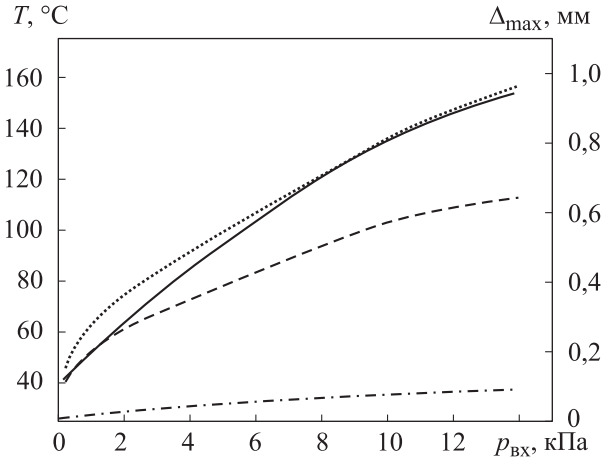


Рис. 6. Зависимости температур T ротора (——), корпуса (– –) и максимальных деформаций Δ_{max} ротора (–·–) и корпуса (·····) от входного давления $p_{вх}$

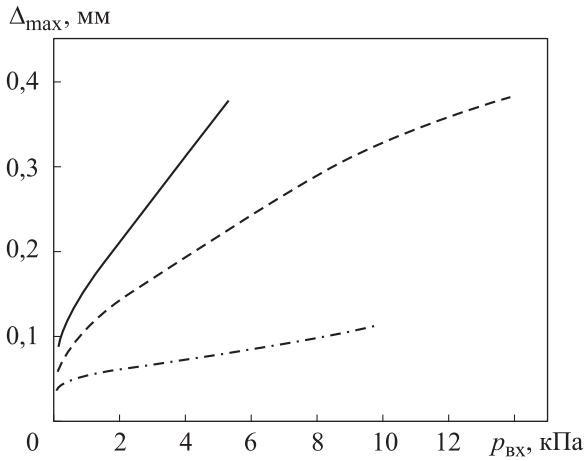


Рис. 7. Зависимости максимальных торцевых деформаций Δ_{max} корпуса и ротора от входного давления $p_{вх}$ при частоте вращения ротора n = 4275 (——), 2850 (– –) и 1425 мин$^{-1}$ (–·–)

На основе этой модели также можно определить температурные деформации рабочих элементов насоса. Наибольший интерес представляет радиальный зазор, поэтому на рис. 4 показаны температурные деформации в этом направлении.

Разность между температурными деформациями ротора и корпуса в радиальном направлении позволяет определить изменение радиального зазора. Так как температура корпуса распределена неравномерно, радиальный зазор ротор–корпус зависит от угла поворота. Изменение этого зазора Δ_d в зависимости от угла поворота φ при различных значениях частоты вращения ротора и входного давления приведены на рис. 5. Изменение зазора влияет и на обратные перетекания и производительность насоса. Также это позволяет прогнозировать возможность заклинивания. Как видно из рисунка, при повышении давления и частоты вращения радиальный зазор увеличивается. Несмотря на высокую температуру ротора, материал корпуса имеет больший коэффициент теплового расширения.

Зависимости температур T и максимальных деформаций Δ_{max} ротора и корпуса в радиальном направлении от входного давления $p_{вх}$ приведены на рис. 6.

Дополнительно проведен расчет деформаций ротора и корпуса в осевом направлении. Между роторами и торцевыми крышками также существует зазор около 0,4 мм, на размер которого будет влиять нагрев рабочих элементов. При номинальной частоте вращения n = 2850 мин$^{-1}$ суммарная деформация составила 0,057 мм при входном давлении $p_{вх}$ = 133 Па и увеличилась до 0,38 мм при повышении $p_{вх}$ до 13,8 кПа. На рис. 7 также отображены деформации при других частотах вращения.

Выводы

1. Разработана комплексная методика численного моделирования на основе СНТ и МКЭ, позволяющая детально анализировать распределение температур и деформаций в узлах машин типа Рутс.

2. Проведена верификация модели, показавшая для температуры ротора хорошую сходимость расчетных данных с результатами экспериментов (отклонение не превышает 11 %). Это подтверждает адекватность выбранных граничных условий, включая использование среднеинтегральных температур газа и конвективных коэффициентов теплоотдачи.

3. Выявлена зависимость деформаций от режимов работы. Установлено, что повышение входного давления ведет к резкому росту торцевых деформаций ротора и корпуса. Так, при частоте вращения ротора 2850 мин$^{-1}$ суммарная осевая деформация увеличивается с 0,057 мм (при входном давлении 133 Па) до 0,38 мм (при 13,8 кПа), что необходимо учитывать при назначении монтажных зазоров во избежание заклинивания роторов.

4. Проведенная работа позволяет прогнозировать изменения критических зазоров ротор–корпус и ротор–ротор на этапе проектирова-

ния. Это дает возможность минимизировать риск заклинивания машины при выходе на рабочий режим, одновременно обеспечивая приемлемые откачные характеристики.

Литература

[1] Хабланян М.Х., Саксаганский Г.Л., Бурмистров А.В. *Вакуумная техника. Оборудование, проектирование, технологии, эксплуатация*. Ч. 1. Инженерно-физические основы. Казань, Изд-во КНИТУ, 2013. 232 с.

[2] Бурмистров А.В., Саликеев С.И. *Бесконтактные вакуумные насосы*. Казань, КГТУ, 2010. 101 с.

[3] Бурмистров А.В., Караблинов Д.Г., Бронштейн М.Д. Влияние геометрических параметров эллиптического профиля на характеристики двухроторных вакуумных насосов типа Рутс. *Компрессорная техника и пневматика*, 2004, № 6, с. 38–40.

[4] Matuzović M., Rane S., Patel B. et al. Analysis of conjugate heat transfer in a roots blower and validation with infrared thermography. *Int. J. Thermofluids*, 2022, vol. 16, art. 100234, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijft.2022.100234

[5] Patterson J., Ritchie J.B. Roots blower performance. *Int. J. Mech. Sci.*, 1969, vol. 11, no. 7, pp. 575–593, doi: https://doi.org/10.1016/0020-7403(69)90057-5

[6] Zhao F., Zhang S.W., Han F. et al. Thermodynamics analysis of roots vacuum pump. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2020, vol. 1519, art. 012016, doi: https://doi.org/10.1088/1742-6596/1519/1/012016

[7] Ucer A.S., Celik I. Analysis of flow through roots blower systems. *Proc. 1980 Purdue Compressor Technology Conf*. West Lafayette, Purdue University, 1980, p. 1318. URL: https://docs.lib.purdue.edu/icec/319/ (дата обращения: 15.03.2026).

[8] Sun S., Kovacevic A., Brücker C. et al. Numerical and experimental analysis of transient flow in roots blower. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.*, 2018, vol. 425, art. 012024, doi: https://doi.org/10.1088/1757-899X/425/1/012024

[9] Guo Q., Luo K., Li D. et al. Effect of operating conditions on the performance of gas–liquid mixture roots pumps. *Energies*, 2021, vol. 14, no. 17, art. 5361, doi: https://doi.org/10.3390/en14175361

[10] Xing L., Feng J., Tang H. et al. Performance improvement of a large capacity Roots blower based on profile modification. *Proc. Inst. Mech. Eng. C*, 2021, vol. 235, no. 13, pp. 2386–2394, doi: https://doi.org/10.1177/0954406220953175

[11] Bhuyan P., Ghosh S. Performance prediction of Roots blower based on shape of the rotor-profile using FVM with adaptive mesh redistribution technique and GA-tuned neural network. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.*, 2019, vol. 41, no. 10, art. 433, doi: https://doi.org/10.1007/s40430-019-1900-y

[12] McDougald S., Imrie B.W., Cole B.N. An investigation of the volumetric efficiency of a Roots blower. *Proc. 1974 Purdue Compressor Technology Conf*. West Lafayette, Purdue University, 1974, p. 127. URL: https://docs.lib.purdue.edu/icec/127/ (дата обращения: 15.03.2026).

[13] Малин И.А., Райков А.А., Саликеев С.И. и др. Температурные характеристики вакуумных насосов Рутс с многолопастными роторами. *Тез. XIX Межд. науч.-тех. конф. Вакуумная техника, материалы и технология.* Москва, 2025, Электровакуумные технологии, 2025, с. 31–32.

[14] Исаев А.А., Райков А.А., Бурмистров А.В. и др. Термометрирование двухроторного вакуумного насоса. *Вестник РВО*, 2023, № 2, с. 12–19.

[15] Малин И.А., Райков А.А., Бурмистров А.В. Сравнение эффективности многолопастных роторов вакуумных насосов внешнего сжатия. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2025, № 7, с. 56–62. EDN: NSXYOQ

References

[1] Khablanyan M.Kh., Saksaganskiy G.L., Burmistrov A.V. *Vakuumnaya tekhnika. Oborudovanie, proektirovanie, tekhnologii, ekspluatatsiya*. Ch. 1. *Inzhenerno-fizicheskie osnovy* [Vacuum engineering. equipment, design, technology, operation. Part 1. Engineering and physical principles]. Kazan, Izd-vo KNITU Publ., 2013. 232 p. (In Russ.).

[2] Burmistrov A.V., Salikeev S.I. *Beskontaktnye vakuumnye nasosy* [Contactless vacuum pumps]. Kazan, KGTU Publ., 2010. 101 p. (In Russ.).
[3] Burmistrov A.V., Karablinov D.G., Bronshteyn M.D. Influence of elliptical profile geometric parameters on the performance of roots-type twin-rotor vacuum pumps. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika* [Compressors & Pneumatics], 2004, no. 6, pp. 38–40. (In Russ.).
[4] Matuzović M., Rane S., Patel B. et al. Analysis of conjugate heat transfer in a roots blower and validation with infrared thermography. *Int. J. Thermofluids*, 2022, vol. 16, art. 100234, doi: https://doi.org/10.1016/j.ijft.2022.100234
[5] Patterson J., Ritchie J.B. Roots blower performance. *Int. J. Mech. Sci*., 1969, vol. 11, no. 7, pp. 575–593, doi: https://doi.org/10.1016/0020-7403(69)90057-5
[6] Zhao F., Zhang S.W., Han F. et al. Thermodynamics analysis of roots vacuum pump. *J. Phys.: Conf. Ser*., 2020, vol. 1519, art. 012016, doi: https://doi.org/10.1088/1742-6596/1519/1/012016
[7] Ucer A.S., Celik I. Analysis of flow through roots blower systems. *Proc. 1980 Purdue Compressor Technology Conf*. West Lafayette, Purdue University, 1980, p. 1318. URL: https://docs.lib.purdue.edu/icec/319/ (accessed: 15.03.2026).
[8] Sun S., Kovacevic A., Brücker C. et al. Numerical and experimental analysis of transient flow in roots blower. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng*., 2018, vol. 425, art. 012024, doi: https://doi.org/10.1088/1757-899X/425/1/012024
[9] Guo Q., Luo K., Li D. et al. Effect of operating conditions on the performance of gas–liquid mixture roots pumps. *Energies*, 2021, vol. 14, no. 17, art. 5361, doi: https://doi.org/10.3390/en14175361
[10] Xing L., Feng J., Tang H. et al. Performance improvement of a large capacity Roots blower based on profile modification. *Proc. Inst. Mech. Eng. C*, 2021, vol. 235, no. 13, pp. 2386–2394, doi: https://doi.org/10.1177/0954406220953175
[11] Bhuyan P., Ghosh S. Performance prediction of Roots blower based on shape of the rotor-profile using FVM with adaptive mesh redistribution technique and GA-tuned neural network. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng*., 2019, vol. 41, no. 10, art. 433, doi: https://doi.org/10.1007/s40430-019-1900-y
[12] McDougald S., Imrie B.W., Cole B.N. An investigation of the volumetric efficiency of a Roots blower. *Proc. 1974 Purdue Compressor Technology Conf*. West Lafayette, Purdue University, 1974, p. 127. URL: https://docs.lib.purdue.edu/icec/127/ (accessed: 15.03.2026).
[13] Malin I.A., Raykov A.A., Salikeev S.I. et al. [Temperature characteristics of roots vacuum pumps with multi-lobed rotors]. *Tez. XIX Mezhd. nauch.-tekh. konf. Vakuumnaya tekhnika, materialy i tekhnologiya* [Abs. XIX Int. Sci.-Tech. Conf. Vacuum Technics, Materials and Techology]. Moscow, 2025, Elektrovakuumnye tekhnologii Publ., 2025, pp. 31–32. (In Russ.).
[14] Isaev A.A., Raykov A.A., Burmistrov A.V. et al. Thermometering of Roots vacuum pump. *Vestnik RVO*, 2023, no. 2, pp. 12–19. (In Russ.).
[15] Malin I.A., Raykov A.A., Burmistrov A.V. Comparing efficiency of the multi-lobe external compression pump rotors. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2025, no. 7, pp. 56–62. EDN: NSXYOQ (In Russ.).

Статья поступила в редакцию 19.03.2026

Информация об авторах

МАЛИН Илья Александрович — аспирант кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 68, e-mail: hoyki550@gmail.com).

РАЙКОВ Алексей Александрович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 68, e-mail: alraykov@kstu.ru).

САЛИКЕЕВ Сергей Иванович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 68, e-mail: salikeev_s@mail.ru).

БУРМИСТРОВ Алексей Васильевич — доктор технических наук, профессор кафедры «Вакуумная техника электрофизических установок». Казанский национальный исследовательский технологический университет (420015, Казань, Российская Федерация, ул. К. Маркса, д. 68, e-mail: burm@kstu.ru).

Information about the authors

MALIN Ilya Alexandrovich — Postgraduate, Department of Vacuum Engineering. Kazan National Research Technological University (420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68, e-mail: hoyki550@gmail.com).

RAYKOV Alexey Alexandrovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Vacuum Engineering. Kazan National Research Technological University (420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68, e-mail: alraykov@kstu.ru).

SALIKEEV Sergey Ivanovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Vacuum Engineering. Kazan National Research Technological University (420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68, e-mail: salikeev_s@mail.ru).

BURMISTROV Alexey Vasilevich — Doctor of Science (Eng.), Professor, Department of Vacuum Engineering. Kazan National Research Technological University (420015, Kazan, Russian Federation, Karl Marx St., Bldg. 68, e-mail: burm@kstu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:
Малин И.А., Райков А.А., Саликеев С.И., Бурмистров А.В. Расчет теплообмена и тепловых деформаций в машинах типа Рутс. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 11, с. 103–111.

Please cite this article in English as:
Malin I.A., Raykov A.A., Salikeev S.I., Burmistrov A.V. Calculation of Heat Transfer and Thermal Deformations in Roots-type Machines. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 11, pp. 103–111.