

О МЕТОДИКЕ УЧЕТА ЗАДУММИСНОЙ ЛИНИИ ПРИ РАСЧЕТЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

А. Н. Любимов¹, А. Г. Лахман^{1,2}

¹ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ»,

Россия, 188682, Ленинградская обл., Всеволожский р-н, пос. им. Свердлова, ул. Овчинская, д. 66Д

²Университет ИТМО, Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

Расчет центробежного компрессора является сложным итеративным процессом, в котором необходимо принимать во внимание различные факторы. Одним из таких факторов является учет задуммисной линии, который способен существенно повлиять на газодинамические характеристики и эффективность работы компрессора. В статье рассматривается учет задуммисной перетечки, ее влияние на параметры основного потока газа внутри проточной части. Приведена методика, позволяющая рассчитать газодинамические характеристики компрессора, учитывая на каждом режиме работы: задуммисную перетечку, увеличение температуры газа на входе в проточную часть, а также сопротивление трубопровода задуммисной линии. Данная методика повышает точность математического моделирования работы проточной части центробежного компрессора как на проектном, так и на нерасчетных режимах работы.

Ключевые слова: центробежный компрессор, проточная часть, газодинамические характеристики, думмис, задуммисная линия, газодинамический расчет, перетечка.

Для цитирования: Любимов А. Н., Лахман А. Г. О методике учета задуммисной линии при расчете газодинамических характеристик центробежного компрессора // Омский научный вестник. Сер. Авиац-ионно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 2. С. 41–47. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-41-47. EDN: DWMQNC.



© Любимов А. Н., Лахман А. Г., 2025.
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

METHODS OF CONSIDERING THE BALANCE PISTON LINE FOR CALCULATING A CENTRIFUGAL COMPRESSOR PERFORMANCE MAP

A. N. Liubimov¹, A. G. Lakhman^{1,2}

¹RPC LLC "ENTECHMACH", Russia, Leningrad Region, Vsevolozhsk District, Sverdlova Settlement, Ovtinskaya St., 66Д, 188682

²ITMO University, Russia, Saint Petersburg, Lomonosova St., 9, 191002

The calculation of a centrifugal compressor is a complex iterative process in which various factors must be taken into account. One of these factors is the consideration of the balance piston line, which can significantly affect the performance map and efficiency of the compressor. The article considers the consideration of a two-phase overflow, its effect on the parameters of the main gas flow inside the passage. A technique is presented that makes it possible to calculate the performance map of a compressor, taking into account in each operating mode: the balance piston overflow, an increasing in the temperature of the gas at the inlet to the flow part, as well as the resistance of the pipeline to the balance piston line. This technique improves the accuracy of mathematical modeling of the flow part of a centrifugal compressor in both design and non-design operating modes.

Keywords: centrifugal compressor, passage, performance map, balance piston, balance piston line, gas dynamic calculation, overflow.

For citation: Liubimov A. N., Lakhman A. G. Methods of considering the balance piston line for calculating a centrifugal compressor performance map. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 2. P. 41–47. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-2-41-47. EDN: DWMQNC.



Актуальность работы и объект исследования

При проектировании центробежного компрессора (ЦК) необходимо рассчитать его газодинамические характеристики (ГДХ) — зависимости конечного давления, политропного КПД, потребляемой мощности, повышения температуры от производительности (объёмной, объёмной приведённой к нормальным (стандартным) условиям или массовой) (рис. 1).

Суммарные ГДХ ЦК (зависимость отношения давлений, повышения температуры и политропного КПД от объёмной производительности при условиях входа в секцию) получают в результате сложения ГДХ его неохлаждаемых секций с учетом потерь давления в межсекционной обвязке и охлаждения газа в теплообменных аппаратах. ГДХ секций, в свою очередь, являются результатом сложения безразмерных характеристик ступеней (зависимость коэффициента теоретического напора φ_{u2} , политропного КПД $\eta_{пол}$, коэффициента удельной работы ψ , коэффициента мощности χ , относительных потерь на трение $\beta_{тр}$, относительных потерь на протечки $\beta_{пр}$ от коэффициента расхода φ_{r2}) [1–3]. Безразмерные ГДХ ступеней компрессора могут быть получены различными методами, например, на основе обобщённых ГДХ геометрически неподобных ступеней [4–7], на основе опытных данных по результатам стендовых испытаний, а также по результатам обработки результатов расчета методом вычислительной газодинамики [8].

ГДХ ЦК, рассчитанные таким способом, удовлетворительно моделируют его работу, однако не учитывают влияние задуммисной линии. Обычно задуммисная линия представляет собой внешний трубопровод, соединенный с подключениями в крышках компрессора, сверления в которых выводят линию в нужные полости компрессора (рис. 2).

На поверхности рабочих колёс ЦК действует разность давлений, которая в сумме создаёт осевую силу, направленную в сторону входа в секцию компрессора. Для компенсации осевой силы используют разгрузочное устройство, называемое думмисом, за которым поддерживается пониженное давление. Обычно он располагается на роторе за концевой ступенью компрессора (рис. 3). Это позволяет создать осевую силу, направленную противоположно той, что действует на рабочие колёса. Для поддержания пониженного давления в задуммисной полости служит задуммисная линия. В большинстве случаев она соединяет задуммисную полость со входом в первую секцию компрессора. Через лабиринтное уплотнение думмиса газ дросселируется в задуммисную полость, откуда перетекает в задуммисную линию и поступает на вход в первую секцию компрессора.

Задуммисная линия влияет на согласование ступеней и секций ЦК за счёт:

- 1) увеличения расхода через проточную часть;
- 2) увеличения температуры основного потока газа на входе в проточную часть.

В результате при учёте задуммисной линии по сравнению с герметичной проточной частью (расход через уплотнение думмиса $Q_{дм} = 0$) при сопоставимых условиях работы происходит рассогласование работы ступеней и секций: уменьшение

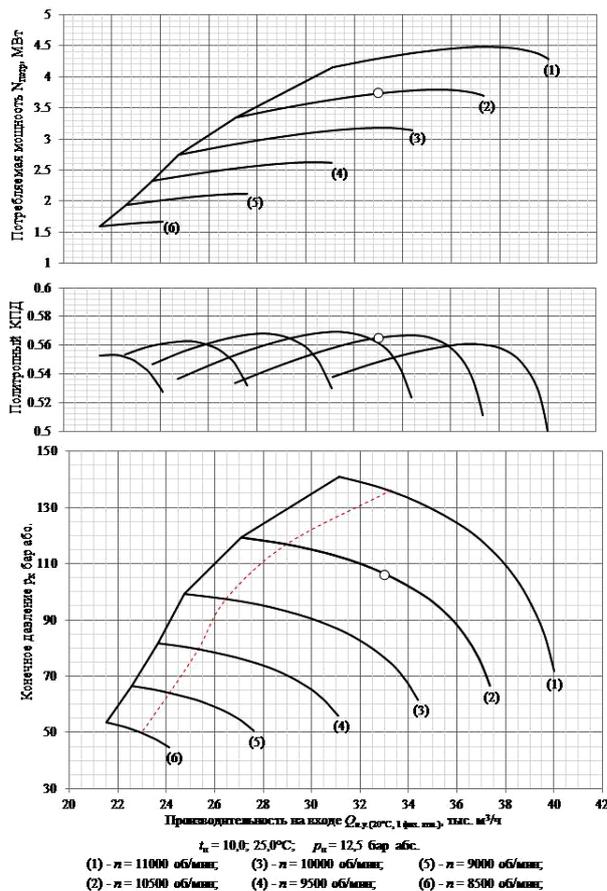


Рис. 1. Суммарные ГДХ центробежного компрессора
Fig. 1. Gas dynamic parameters of a centrifugal compressor

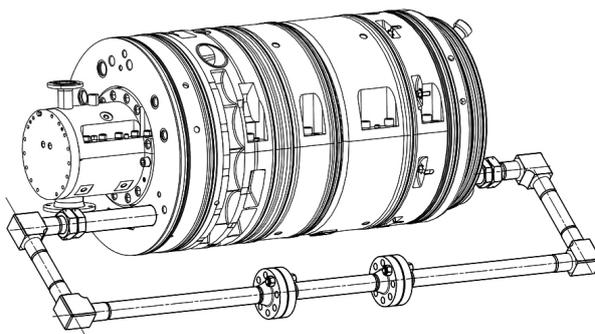


Рис. 2. Компрессор с задуммисной линией
Fig. 2. Centrifugal compressor with balance piston line

производительности на выходе ЦК и увеличение потребляемой мощности компрессора из-за необходимости повторно повышать давление перетекающего потока газа и роста температуры газа на входе в ЦК.

Значение задуммисной перетечки в промышленных компрессорах при номинальном зазоре в лабиринтном уплотнении думмиса может принимать значения 1...15 % от производительности компрессора, а при увеличенном радиальном зазоре относительное значение перетечки может бытькратно больше. Чем больше конечное давление компрессора,

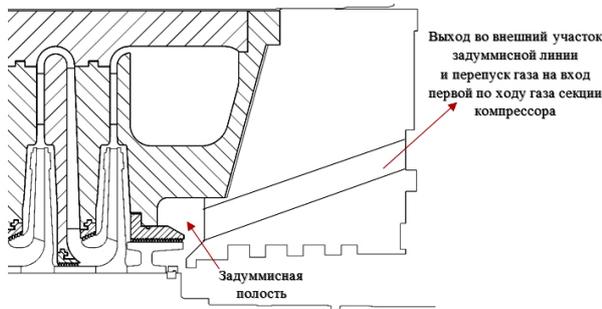


Рис. 3. Продольный разрез центробежного компрессора
Fig. 3. Longitudinal view of a centrifugal compressor

ра, тем больше значение перетечки через лабиринтное уплотнение думмиса.

Не учёт задуммисной линии при проектировании проточной части ЦК приведёт к необеспечению номинального конечного давления при требуемой номинальной производительности, а также может сказаться на надёжности работы компрессорного агрегата. Неправильный расчёт ГДХ ЦК может привести к длительной эксплуатации ЦК на нерасчётных режимах и, как следствие, к избыточному износу узлов компрессора, увеличивая затраты на обслуживание и ремонт. Следовательно, внедрение методов учета задуммисной линии на каждом режиме работы при проектировании ЦК является существенным шагом к получению корректных ГДХ.

Возможность учета задуммисной перетечки при расчёте ГДХ центробежного компрессора позволяет получить не только более корректные параметры на расчётном режиме, но и на нерасчётных режимах [9–11]. Это особенно важно в условиях изменяющихся эксплуатационных параметров, когда ЦК может работать на различных режимах, отличающихся от номинальных. Например, при изменении температуры и давления на входе в компрессор, состава и расхода газа, характеристики задуммисной линии могут существенно влиять на формирование режима работы компрессора.

Методика расчета

Расчет протечки через уплотнение думмиса выполняются по формуле Стодолы кг/с:

$$G_{\text{думмис}} = \alpha \cdot \pi \cdot D_{\text{л}} \cdot \delta_{\text{г}} \cdot \sqrt{\rho_{\text{вх}} \cdot \frac{(p_{\text{вх}}^2 - p_{\text{вых}}^2)}{p_{\text{вх}} \cdot z}}, \quad (1)$$

где α — коэффициент расхода [2], $D_{\text{л}}$ — диаметр уплотнения думмиса, $\delta_{\text{г}}$ — радиальный зазор в думмисном уплотнении, z — количество усов в уплотнении, $\rho_{\text{вх}}$ — плотность на входе в уплотнение, $p_{\text{вх}}$ и $p_{\text{вых}}$ — давление во входной и выходной полостях уплотнения соответственно.

Повышение температуры основного потока газа в сечении непосредственно после подвода задуммисной перетечки рассчитывается из закона сохранения энергии по следующему соотношению:

$$G_{\text{осн}} \cdot i_{\text{осн}} + G_{\text{пер}} \cdot i_{\text{пер}} = G_{\text{сум}} \cdot i_{\text{сум}} \quad (2)$$

где $G_{\text{осн}}$, $G_{\text{пер}}$, $G_{\text{сум}}$ — массовый расход соответственно основного потока, перетечки и суммарного потока в результате смешения основного потока

и перетечки; $i_{\text{осн}}$, $i_{\text{пер}}$, $i_{\text{сум}}$ — энтальпия соответственно основного потока, перетечки и суммарного потока.

Выразим из (2) энтальпию суммарного потока:

$$i_{\text{сум}} = \frac{G_{\text{осн}} \cdot i_{\text{осн}} + G_{\text{пер}} \cdot i_{\text{пер}}}{G_{\text{сум}}}, \quad (3)$$

учитывая, что $i \approx c_p \cdot T$, выразим температуру суммарного потока:

$$T_{\text{сум}} = \frac{G_{\text{осн}} \cdot c_{p_{\text{осн}}} \cdot T_{\text{осн}} + G_{\text{пер}} \cdot c_{p_{\text{пер}}} \cdot T_{\text{пер}}}{G_{\text{сум}} \cdot c_{p_{\text{сум}}}}, \quad (4)$$

где $c_{p_{\text{осн}}}$, $c_{p_{\text{пер}}}$, $c_{p_{\text{сум}}}$ — изобарная теплоемкость соответственно основного потока, перетечки и суммарного потока; $T_{\text{сум}}$, $T_{\text{осн}}$, $T_{\text{пер}}$ — температуры соответственно основного потока, перетечки и суммарного потока. Принимая допущение о незначительном изменении изобарной теплоемкости от температуры $c_{p_{\text{осн}}} \cong c_{p_{\text{пер}}} \cong c_{p_{\text{сум}}} \cong \text{const}$, упрощенное выражение (4) можно записать

$$T_{\text{сум}} = \frac{G_{\text{осн}} \cdot T_{\text{осн}} + G_{\text{пер}} \cdot T_{\text{пер}}}{G_{\text{сум}}}. \quad (5)$$

В результате получаем, что повышение температуры газа на входе в первую секцию компрессора будет равно

$$\Delta T = T_{\text{сум}} - T_{\text{осн}}. \quad (6)$$

Потери давления рассчитываются как сумма потерь давления в трубопроводе [12]. Для этого задуммисная труба делится на участки: прямые и повороты. Далее для каждого участка находится потеря давления, вычисляется давление на его выходе и передается на вход в следующий участок.

Исходные данные для расчета потерь давления в задуммисной линии:

- геометрия участков (диаметр d и длина трубы l , наличие поворота на 90°);
- шероховатость поверхности Ra ;
- массовый расход;
- начальные давление и температура на входе в трубу;
- состав смеси газов*;
- коэффициент потерь местного сопротивления для поворотного участка.

Примечание: * — расчет смеси газов происходит по уравнению Редлиха — Квонга в модификации Соаве [13].

Ниже будут продемонстрированы расчеты для прямого и поворотного участка.

Площадь поперечного сечения трубы (круглое), м^2 :

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}. \quad (7)$$

Плотность газа при начальных условиях, $\text{кг}/\text{м}^3$:

$$\rho_{\text{н}} = f(p_{\text{н}}, T_{\text{н}}, \text{Состав газа}). \quad (8)$$

Объемный расход газа при начальных условиях, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_{\text{пер}} = \frac{G_{\text{пер}}}{\rho_{\text{н}}}. \quad (9)$$

Скорость газа при начальных условиях, м/с:

$$c_{пер} = \frac{Q_{пер}}{S} \quad (10)$$

Число Рейнольдса:

$$Re_{вх} = \frac{c_{пер} \cdot d \cdot \rho_n}{\mu_{вх}} \quad (11)$$

Далее вычисляется коэффициент гидравлического трения в зависимости от полученного числа Рейнольдса и заданной шероховатости (используются формулы Блазиуса и Альтшуля):

$$\lambda_{тр} = \begin{cases} \frac{0,3164}{Re_{вх}^{0,25}}, & \text{если } Re_{вх} < \frac{10d}{Ra \cdot 5,7} \\ 0,11 \left(\frac{Ra \cdot 5,7}{d} + \frac{68}{Re_{вх}} \right)^{0,25}, & \text{если } \frac{10d}{Ra \cdot 5,7} < Re_{вх} < \frac{560d}{Ra \cdot 5,7} \\ 0,11 \left(\frac{Ra \cdot 5,7}{d} \right)^{0,25}, & \text{если } Re_{вх} > \frac{560d}{Ra \cdot 5,7} \end{cases} \quad (12)$$

Рассчитываются потери давления от трения:

$$\zeta_{тр} = \lambda_{тр} \frac{l}{d} \quad (13)$$

Потери давления на прямом участке:

$$\Delta p_{прям} = \zeta_{тр} \left(\rho_n \frac{c_{пер}^2}{2} \right) \quad (14)$$

Для расчета потерь давления в поворотном участке используются также формулы 7–10, далее вычисляются потери в канале:

$$\Delta p_{поворот} = \zeta_{поворот} \left(\rho_n \frac{c_{пер}^2}{2} \right), \quad (15)$$

где $\zeta_{поворот}$ — коэффициент потерь местного сопротивления в поворотном канале, который зависит от угла поворота [13].

После вычисления потерь давления участка находится давление на входе в следующий участок:

$$p_{n,i+1} = p_{n,i} - \Delta p_i \quad (16)$$

где индекс i обозначает номер участка.

По результатам расчета получаем суммарное сопротивление задуммисной линии.

$$\Delta p_{сумм} = p_{к,п,j} - p_{н,1,j'} \quad (17)$$

где индекс j обозначает номер итерации, $p_{к,п}$ — давление на выходе из последнего участка, $p_{н,1}$ — давление на входе в первый участок трубопровода.

Сложив начальное давление компрессора с сопротивлением в задуммисной линии, получаем давление в задуммисной полости. После чего необходимо сделать еще приближения до достижения сходимости — равенство давлений на выходе из задуммисной линии и на входе в компрессор.

Ниже иллюстрируется блок-схема для расчета ГДХ ЦК с учетом задуммисной линии (рис. 4). Для каждой газодинамической характеристики, например, при $n = \text{const}$ расчет начинается с определения границ помпажа (минимального расхода) и запирания (максимального расхода), то есть определения диапазона стабильной работы ЦК, при котором расчетный режим попадает в рабочую область характеристики каждой секции компрессора. Далее диапазон работы разбивается на интервалы и считается k режимов. Расчет каждого режима

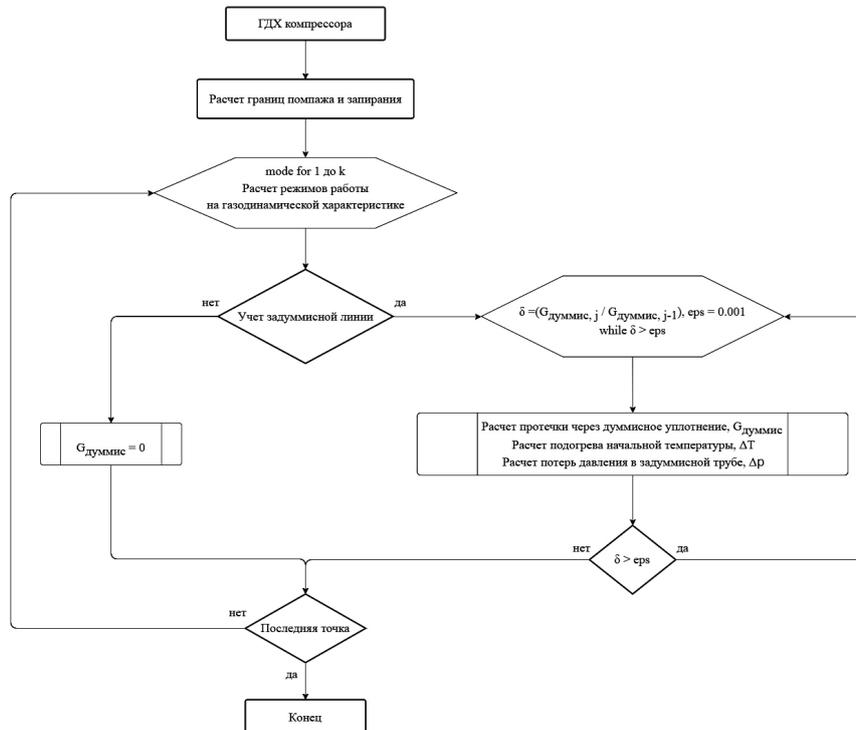


Рис. 4. Блок-схема расчета газодинамической характеристики центробежного компрессора с учетом задуммисной линии

Fig. 4. Block-scheme of calculation of gas dynamic parameters of centrifugal compressor with influence of the balance piston line

может производиться либо с учетом задуммисной линии, либо нет.

Центробежный компрессор может работать на различных режимах, которые определяются параметрами начального давления, начальной температуры, частоты вращения и состава газа. На каждом режиме работы ЦК параметры задуммисной линии и её влияние на ГДХ изменяются нелинейно и учитываются методом приближения до достижения сходимости массового расхода и температуры на входе в проточную часть секции компрессора, в которую направляются перетечки:

— перед лабиринтным уплотнением думмиса устанавливается определённое давление (в осевом зазоре между основным диском рабочего колеса и статором), близкое к конечному давлению компрессора;

— за уплотнением думмиса (в задуммисной полости) давление определяется начальным давлением компрессора и гидравлическим сопротивлением задуммисной линии;

— величина перетечки зависит от перепада давлений на уплотнении думмиса;

— сопротивление задуммисной линии зависит от скорости газа в ней, соответствующей объёмно-массовому расходу перетечки;

— повышение температуры на входе компрессора определяется величиной перетечки и значением температуры за думмисом, близкой к конечной температуре компрессора;

— повышение температуры газа на входе в компрессор снижает напорность секции (уменьшает отношение давлений);

— подвод перетечки на вход в компрессор изменяет положение режима работы на ГДХ секции;

— подвод перетечки и повышение температуры газа на входе в компрессор вызывают изменение конечного давления и конечной температуры компрессора, что, в свою очередь, влияет на величину перетечки;

— свойства сжимаемого газа зависят от его температуры и давления.

Заключение

В данной статье предложена методика, которая позволяет рассчитывать газодинамические характеристики центробежного компрессора с учетом задуммисной линии. Данная методика учитывает перетечку газа на вход компрессора из задуммисной линии, подогрев газа, а также сопротивление задуммисной линии на любом режиме работы компрессора. Эти факторы значительно влияют на форму ГДХ, поэтому их необходимо учитывать при проектировании проточной части ЦК. Это позволяет не только повысить точность расчётов, но и снизить вероятность работы компрессора на неоптимальных режимах работы.

Неучёт задуммисной линии приводит к тому, что снижается вероятность обеспечения номинального конечного давления при заданной производительности, нерасчётные режимы работы будут моделироваться с отклонениями, форма и положение расчётной линии помпажа (потери газодинамической устойчивости) будут смоделированы некорректно. Эти отклонения будут тем больше, чем больше перетечка через уплотнение думмиса и чем выше конечная температура компрессора.

Представленные результаты являются частью работы по разработке программного комплекса для моделирования компрессорного агрегата в целости,

включающие в себя связанные математические модели различных элементов системы:

— нескольких центробежных компрессоров, работающих последовательно (например: компрессор низкого, среднего и высокого давления);

— трубопроводов на входе и выходе, трубопроводов между патрубками секций;

— линий помпажных перепусков с противоположными клапанами;

— промежуточных охладителей;

— сепараторов;

— задуммисных линий;

— лабиринтных уплотнений думмиса;

— лабиринтных уплотнений между секциями компрессора;

— системы концевых лабиринтных уплотнений.

В дальнейших работах будут представлены результаты расчёта ГДХ с использованием представленной методики учёта задуммисной линии на примере промышленных ЦК, которые используются в различных областях промышленности.

Список источников / References

1. Любимов А. Н., Евдокимов В. Е. О расчете газодинамических характеристик ступени центробежного компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2012. № 7. С. 28–33. EDN: PFPVXP.

Lyubimov A. N., Evdokimov V. E. O raschete gazodinamicheskikh kharakteristik stupeni tsentrobezhnogo kompressora [Calculation of the gas-dynamic characteristics of a centrifugal compressor stage]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2012. No. 7. P. 28–33. EDN: PFPVXP. (In Russ.).

2. Ден Г. Н. Проектирование проточной части центробежных компрессоров. Ленинград: Машиностроение, 1980. 232 с.

Den G. N. *Proyektirovaniye protochnoy chasti tsentrobezhnykh kompressorov* [Design of centrifugal compressors flow part]. Leningrad, 1980. 232 p. (In Russ.).

3. Быков Г. А. Об обобщенных характеристиках геометрически неподобных центробежных компрессорных ступеней // Компрессорные и вакуумные машины. Серия - ХМ-5 / под ред. К. П. Селезнёва. Москва: ЦИНТИХимнефтемаш, 1968. Вып. 2. 108 с.

Bykov G. A. Ob obobshchennykh kharakteristikakh geometricheski nepodobnykh tsentrobezhnykh kompressornykh stupeney [On generalized parameters of geometrically unsuitable centrifugal compressor stages]. *Kompressornyye i Vakuumnyye Mashiny. Seriya - KhM-5* / Ed. By K. P. Seleznev. Moscow, 1968. Issue. 2. 108 p. (In Russ.).

4. Любимов А. Н. Совершенствование методов расчёта газодинамических характеристик проточной части стационарных центробежных компрессоров: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 2016. 138 с.

Lyubimov A. N. *Sovershenstvovaniye metodov rascheta gazodinamicheskikh kharakteristik protochnoy chasti statsionarnykh tsentrobezhnykh kompressorov* [Improvement of methods for calculating the gas dynamic parameters of the flow part of stationary centrifugal compressors]. Saint Petersburg, 2016. 138 p. (In Russ.).

5. Гаман Е. В., Евдокимов В. Е. Об усовершенствовании метода расчета характеристик ступени центробежной компрессорной машины // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 5. С. 10–13. EDN: KZKLYT.

Gaman E. V., Evdokimov V. E. Ob usovershenstvovanii metoda rascheta kharakteristik stupeni tsentrobezhnoy kompressorno mashiny [On development of methods to calculate centrifugal compressor stages parameters]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2009. No. 5. P. 10–13. EDN: KZKLYT. (In Russ.).

6. Ваняшов А. Д. Применение методов пересчета газодинамических характеристик многоступенчатых и многосекционных турбокомпрессоров на другие условия работы в различных технологических установках // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 1. С. 42–52. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-42-52. EDN: UOIYEU.

Vanyashov A. D. Primeneniye metodov perescheta gazodinamicheskikh kharakteristik mnogostupenchatykh i mnogosektsionnykh turbokompressorov na drugie usloviya raboty v razlichnykh tekhnologicheskikh ustanovkakh [Application of methods of recalculation of gasdynamic characteristics of multi-staged and multisection turbocompressors on other conditions of work in various technological installations]. Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2018. Vol. 2, no. 1. P. 42–52. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-1-42-52. EDN: UOIYEU. (In Russ.).

7. Маракужева О. В., Ворошнин Д. В., Хасанов Н. Г., Дубинин Е. В. Влияние числа Рейнольдса и свойств газа на характеристики ступени центробежного компрессора // 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. 203–208.

Marakueva O. V., Voroshnin D. V., Khasanov N. G., Dubinin E. V. Vliyaniye chisla Reynol'dsa i svoystv gaza na kharakteristiki stupeni tsentrobezhnogo kompressora [Influence of the Reynolds number and gas properties on the characteristics of a centrifugal compressor stage]. *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 Schnepf* / ed. by E. R. Ibragimov. Kazan, 2024. P. 203–208. (In Russ.).

8. Любимов А. Н., Неверов В. В. О рабочих колесах центробежного компрессора // Компрессорная техника и пневматика. 2020. № 3. С. 43–47. EDN: JMFVVO.

Lyubimov A. N., Neverov V. V. O rabochikh kolesakh tsentrobezhnogo kompressora [About centrifugal compressor impellers]. *Kompressornaya tekhnika i pnevmatika. Compressor Technology and Pneumatics*. 2020. No. 3. P. 43–47. EDN: JMFVVO. (In Russ.).

9. Боровков А. И., Войнов И. Б., Галеркин Ю. Б. [и др.]. Моделирование газодинамических характеристик на примере модельной ступени центробежного компрессора // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 2. С. 44–57. DOI: 10.18721/JEST.24.2.4. EDN: XYBWSD.

Borovkov A. I., Voynov I. B., Galerkin Yu. B. [i dr.]. Modelirovaniye gazodinamicheskikh kharakteristik na primere model'noy stupeni tsentrobezhnogo kompressora [Issues of gas dynamic characteristics modeling on the example of the centrifugal compressor model stage]. *Nauchno-tekhnicheskiye vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Sciences and Technology*. 2018. Vol. 24, no. 2. P. 44–57. DOI: 10.18721/JEST.24.2.4. EDN: XYBWSD. (In Russ.).

10. Ваняшов А. Д., Январев И. А. Проблемы согласованности газодинамических характеристик секций центробежного компрессора и выбора антипомпажных регулирующих клапанов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2024. Т. 8, № 2. С. 30–37. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-30-37. EDN: PAAKVE.

Vanyashov A. D., Yanvarev I. A. Problemy soglasovannosti gazodinamicheskikh kharakteristik sektsiy tsentrobezhnogo kompressora i vybora antipompazhnykh reguliruyushchikh klapанov [Problems of consistency of gas dynamic characteristics of centrifugal compressor sections and selection of anti-surge

control valves]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2024. Vol. 8, no. 2. P. 30–37. DOI: 10.25206/2588-0373-2024-8-2-30-37. EDN: PAAKVE. (In Russ.).

11. Денисенко В. В., Миронов Ю. Р., Малев К. Г., Кожухов Ю. В., Данилишин А. М., Карташов С. В., Неверов В. В. Задача валидации газодинамических характеристик многоступенчатого центробежного компрессора дожимной станции природного газа // Компрессоры и компрессорное оборудование: тр. XX Междунар. симп. имени К. П. Селезнёва. Санкт-Петербург: Изд-во СПбПУ, 2018. С. 89–103. DOI: 10.18720/SPBPU/2/id18-104.

Denisenko V. V., Mironov Yu. R., Malev K. G., Kozhukhov Yu. V., Danilishin A. M., Kartashov S. V., Neverov V. V. Zadacha validatsii gazodinamicheskikh kharakteristik mnogostupenchatogo tsentrobezhnogo kompressora dozhimnoy stantsii prirodnogo gaza [Multistage centrifugal compressor gas-dynamic characteristics validation problem of natural gas booster compressor station]. *Trudy mezhdunarodnogo simpoziuma im. K. P. Selezneva. International Industrial Symposium "Compressors and Compressor Equipment" named after K. P. Seleznev. Saint Petersburg, 2018*. P. 89–103. DOI: 10.18720/SPBPU/2/id18-104. (In Russ.).

12. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / под ред. М. О. Штейнберга. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1992. 671 с.

Idelchik I. E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam [Handbook of hydraulic resistance] / ed. by M. O. Shteynberg. 3rd ed., revised and supplemented. Moscow, 1992. 671 p. (In Russ.).

13. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей / пер. с англ.; под ред. Б. И. Соколова. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Химия: Ленингр. отд-ние, 1982. 592 с.

Rid R., Prausnits Dzh., Shervud T. Svoystva gazov i zhidkostey [The properties of gases and liquids] / trans. from Engl.; ed. by B. I. Sokolov. 3rd ed., revised and supplemented. Leningrad, 1982. 592 p. (In Russ.).

ЛЮБИМОВ Александр Николаевич, кандидат технических наук, технический директор ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 6223-9521

AuthorID (РИНЦ): 3374

ORCID: 0009-0007-4335-7738

Адрес для переписки: liubimov@entechmach.com

ЛАХМАН Артемий Геннадьевич, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург; специалист по компрессорным машинам ООО НПФ «ЭНТЕХМАШ», г. Санкт-Петербург. Адрес для переписки: lakhman@entechmach.com

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

Статья поступила в редакцию 06.02.2025; одобрена после рецензирования 21.04.2025; принята к публикации 20.05.2025.

LIUBIMOV Alexander Nikolayevich, Candidate of Technical Sciences, Technical Director, RPC LLC "ENTECHMACH", Saint Petersburg.

SPIN-code: 6223-9521
AuthorID (RSCI): 3374
ORCID: 0009-0007-4335-7738

Correspondence address: liubimov@entechmach.com
LAKHMAN Artemiy Gennadievich, Postgraduate at the Educational Centre "Energy Efficient Engineering Systems", ITMO University, Saint Petersburg; Compressor Specialist, RPC LLC "ENTECHMACH", Saint Petersburg.

Correspondence address: lakhman@entechmach.com

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

The article was submitted 06.02.2025; approved after reviewing 21.04.2025; accepted for publication 20.05.2025.