

DOI: 10.18721/JEST.240205
УДК 621.514.54

А.А. Котлов¹, Ю.Л. Кузнецов²

1 – Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

2 – АО «Компрессор», Санкт-Петербург, Россия

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОКНА ВСАСЫВАНИЯ НА ИНТЕГРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

При проектировании винтовых машин встают различные задачи по поиску более эффективных и надежных конструктивных решений, связанных с организацией рабочего процесса, выбором конструктивных форм проточной части, расчетом на прочность элементов машины и выбором материала. В работе рассмотрены повышение эффективности процесса всасывания за счет использования скоростного напора потока всасываемого газа, а также влияние отношения длины ротора к его диаметру и угла раскрытия окна всасывания на интегральные характеристики компрессора. Расчет рабочего процесса в компрессоре выполнен методами математического моделирования. По результатам работы было установлено, что изменение коэффициента производительности может достигать 5 %. При увеличении угла раскрытия окна всасывания возрастают протечки из полостей сжатия в камеру всасывания, которые могут достигать 20 %.

Ключевые слова: винтовой компрессор, математическое моделирование, интегральные характеристики, процесс всасывания, напор.

Ссылка при цитировании:

А.А. Котлов, Ю.Л. Кузнецов. Влияние параметров окна всасывания на интегральные характеристики винтового компрессора // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24. № 2. С. 58–68. DOI: 10.18721/JEST.240205.

A.A. Kotlov¹, Yu.L. Kuznetsov²

1 – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia

2 – «Compressor», St. Petersburg, Russia

THE INFLUENCE OF SUCTION WINDOW PARAMETERS ON THE INTEGRATED CHARACTERISTICS OF A SCREW COMPRESSOR

Different tasks and problems have to be solved during the design of screw machines; they cover the search for the most effective and reliable design solutions, connected with organizing the working process, the choice of flow path design variations, strength calculation of mechanical parts and choice of constructional materials. We have considered increasing the effectiveness of the suction process by means of sucked in gas kinetic head. To achieve this, the time span, during which the suction window connects the suction chamber with the twin cavity when the twin screw tooth has completely left it, has to be equal to shock wave duration running from discharge face to suction face. The influence of the rotor length to rotor diameter ratio and of the opening angle of the suction window on the integrated characteristics of the compressor are studied. The calculation of the working process in the compressor was performed by means of mathematical modeling. The obtained results show that the coefficient of capacity variation could reach 5 %. Increasing the opening angle of the suction window causes leakages to grow between the compression cavity and the suction chamber, which could reach 20 %.

Keywords: screw compressor, mathematical modeling, integral characteristics, suction process, pressure.

Citation:

A.A. Kotlov, Yu.L. Kuznetsov, The Influence of Suction Window Parameters on the Integrated Characteristics of a Screw Compressor, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering science and technology*, 24(02)(2018) 58–68, DOI: 10.18721/JEST.240205.



Введение

Винтовые компрессоры (ВК) находят широкое применение в различных отраслях промышленности, что обусловлено их высокими технико-экономическими показателями. Винтовые компрессоры постоянно совершенствуются: повышаются их объемные и энергетические характеристики, надежность и долговечность, степень автоматизации, одновременно уменьшаются габариты и металлоемкость, уровень шума и вибрации. Это приводит к большой востребованности ВК по сравнению с другими компрессорами объемного действия. Расширяется диапазон использования ВК по производительности и конечному давлению, создаются новые профили винтов, совершенствуются конструкции и технология изготовления. Большое количество научных исследований в области ВК свидетельствует об их актуальности. Научные работы направлены, в основном, на решение задач по поиску более эффективных и надежных конструктивных решений, связанных с организацией рабочего процесса [1–3], выбором конструктивных форм проточной части [4, 5], расчетом на прочность элементов машины и выбором материала [6].

Цель работы — повышение эффективности рабочего процесса ВК за счет оптимизации угла раскрытия окна всасывания.

Материал и методика работы

Объектом исследования является сухой ВК с асимметричным профилем зубьев по схеме «4+6» (четыре зуба на ведущем и шесть на ведомом роторе). Всасываемый газ — воздух, давление на всасывании — 0,1 МПа, на нагнетании — 0,3 МПа; объемная производительность компрессора — 20 м³/мин; отношение длины ротора к его диаметру — $l/d = 1$; угол закрутки ротора — 300 град.

Исследование проводилось с использованием методов математического моделирования рабочего процесса.

При разработке математической модели были приняты следующие допущения:

- 1) газ — идеальный;
- 2) процесс — квазистатический, т. е. в любой момент времени в каждой точке парной полости параметры одинаковы;
- 3) давление и температура во всасывающем и нагнетательном патрубках остаются постоянными;
- 4) рассматривается процесс сжатия сухого газа без внутреннего охлаждения; количеством тепла, отводимого через корпус компрессора в процессе сжатия, пренебрегаем.

На концах участка счета заданы следующие граничные условия:

на входе давление газа в парной полости в начале сжатия равняется давлению газа во всасывающем патрубке;

на выходе процесс нагнетания газа происходит при давлении внутреннего сжатия, равном давлению нагнетания (давлению в нагнетательном патрубке).

Для описания рабочего процесса в парной полости винтов используются следующие уравнения: состояния; первого закона термодинамики тела переменной массы; адиабатического истечения.

В конечном виде уравнения изменения параметров в парной полости выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\tau} &= \frac{T(k-1)}{PV} \left[\frac{dQ_0}{d\tau} + i_{\text{вх}}(\bar{m}_{\text{вх}} - \bar{m}_{\text{вых}}) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{dL_0}{d\tau} - i_{\text{вых}} \frac{k-1}{k} (\bar{m}_{\text{вх}} - \bar{m}_{\text{вых}}) \right]; \\ \frac{dP}{d\tau} &= \frac{(k-1)}{V} \left(\frac{dQ_0}{d\tau} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{k-1}{k} \frac{dL_0}{d\tau} + i_{\text{вх}} \bar{m}_{\text{вх}} - i_{\text{вых}} \bar{m}_{\text{вых}} \right), \end{aligned}$$

где T — температура; τ — время; P — давление; V — объем; k — показатель адиабаты; dQ_0 — тепло, подводимое от поверхностей ограничивающих рабочую полость; $m_{\text{вх}}$, $m_{\text{вых}}$ — массы притекающего и утекающего газов; $i_{\text{вх}}$, $i_{\text{вых}}$ — энтальпии притекающего и утекающего газов; dL_0 — работа, совершаемая телом.

Текущее значение объема V является функцией угла поворота ведущего ротора и определяется аналитическим, графическим или численным методами [7, 8]. В работе используется аналитический метод, изложенный в [9].

В винтовых компрессорах имеют место протечки газа через зазоры; они составляют иногда значительную часть от полезной производительности [10–12]. Массовые расходы газа через щели определяются по формуле Сен-Венана – Венцеля:

для докритического истечения

$$\bar{m} = \mu f \frac{P_2}{T_2} \sqrt{\frac{2k}{k+1} \frac{T_1}{R} \left(1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)},$$

где P_1 и T_1 – параметры газа перед отверстием; P_2 и T_2 – параметры газа за отверстием; μ – коэффициент расхода; f – площадь проходного сечения щели;

для критического истечения

$$\bar{m} = \mu f P_2 \sqrt{\frac{k}{RT_2} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}.$$

Для определения протечек необходимо знать изменение длин уплотняющих кромок по линиям контакта и гребням винтов для одной парной полости и зазор между винтами. Определение параметров щели различной формы изложено в [13]. На рис. 1 приведены проекции линий зацепления и контакта винтов для двусторонне-го ассиметричного профиля зубьев [1, 5].

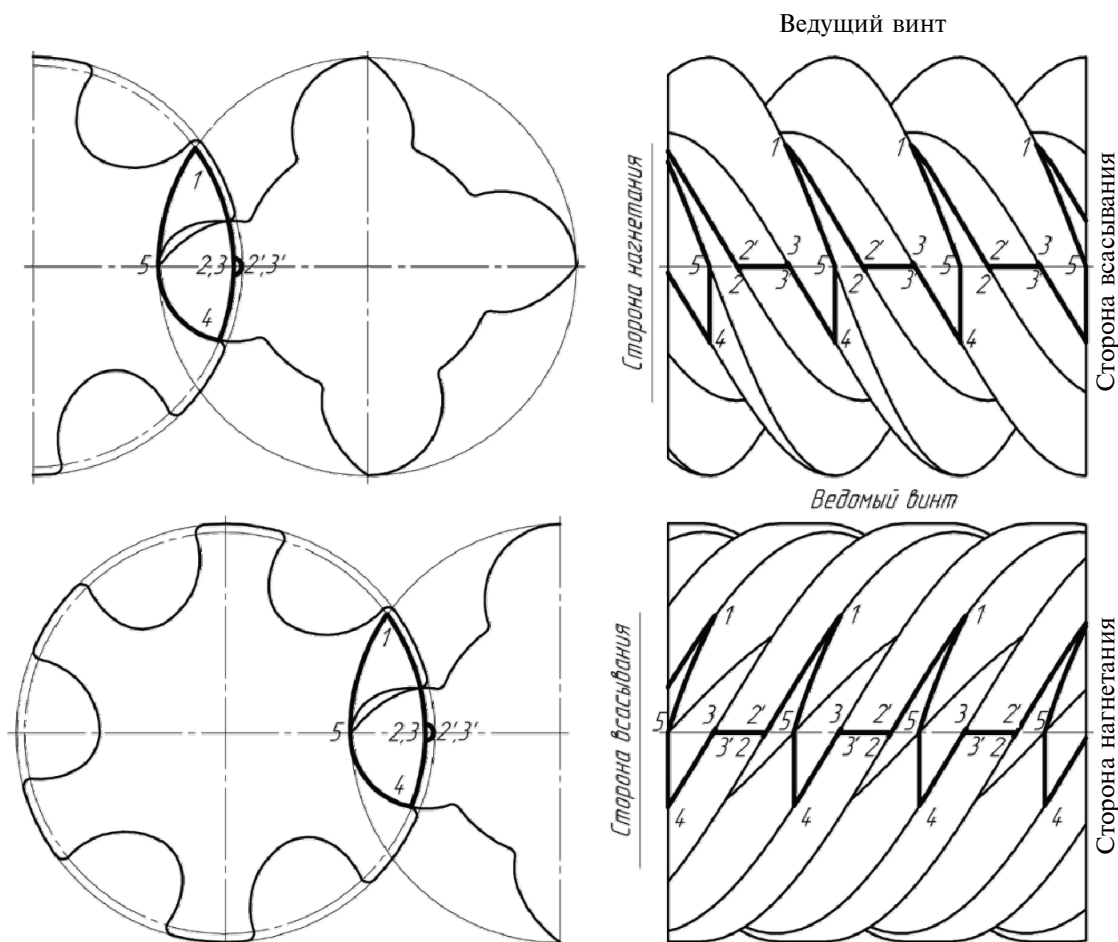


Рис. 1. Линии зацепления и контакта винтов с двусторонним ассиметричным профилем зубьев
Fig. 1. Lines of engagement and contact of screws with two-sided asymmetric tooth profile

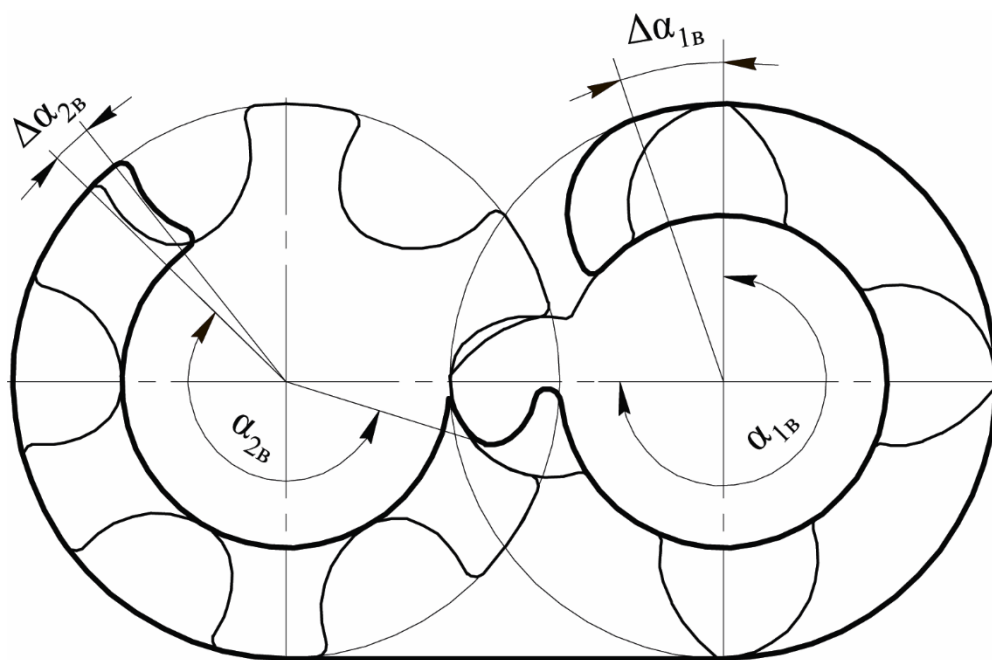


Рис. 2. Углы окна всасывания
Fig. 2. Angles of the suction window

Винты компрессора в действительности между собой не соприкасаются; между ними всегда должен быть какой-то зазор [14], необходимый для безопасной работы компрессора. Под линиями контакта понимаются те воображаемые линии, по которым устанавливаются минимальные зазоры между работающими винтами. Определить их расчетным путем непросто. В практике расчетов и исследований за контактные линии принимаются линии касания винтов, выполненных строго по теоретическим размерам.

Длина линий контакта является важным параметром зацепления винтов, так как позволяет рассчитать сечение щелей по винтам.

Для надежного разделения областей с повышенным давлением газа и области всасывания линии контакта должны быть непрерывными. Задача определения линий контакта является пространственной.

Решение системы дифференциальных уравнений, приведенных выше, в общем виде не представляется возможным, так как эта система непосредственно не дифференцируема. Поэтому для решения была разработана специальная компьютерная

программа, где дифференциальные уравнения решаются численным методом последовательных приближений.

Для численного расчета в первом приближении необходимо задать начальные параметры в каждой камере. Они могут быть выбраны произвольно, но это увеличит количество итераций, необходимых для получения требуемой точности. Поэтому начальные параметры в каждой камере определяются по уравнению адиабаты. Зная начальные параметры и выбрав интервал счета, можно решать основные дифференциальные уравнения и найти конечные параметры в каждой камере, а также все промежуточные значения по углу поворота, т. е. получить индикаторную диаграмму первого приближения. Эта диаграмма еще не является действительной. После ее получения начинается расчет второго приближения, причем за начальные параметры берутся значения, полученные при расчете первого приближения, за исключением первой камеры сжатия. Начальные параметры в этой камере для второго и следующих приближений при-

нимаются следующим образом: давление начала сжатия в каждом приближении на основании принятых допущений полагается равным давлению во всасывающем патрубке; температура начала сжатия определяется по результатам расчета предыдущего приближения и учитывает подогрев газа на всасывании за счет перетечек.

Программа позволяет получить следующие зависимости: торцевую площадь впадин роторов — от угла поворота ведущего ротора; объем парной полости — от угла поворота ведущего ротора; изменение давления и температуры — от объема парной полости; изменение линий контакта — от угла поворота ведущего ротора; изменение массовых утечек через линии контакта — от угла поворота ведущего ротора.

Расчетное исследование

Расчетное исследование проводилось для получения зависимостей коэффициента производительности и его составляющих при изменении угла раскрытия окна всасывания (рис. 2) для различных значений отношения l/d (длины ротора к его диаметру).

В различных работах авторами даются рекомендации как в сторону увеличения, так и в сторону уменьшения угла раскрытия окна всасывания [1, 8, 9]. Данные этих работ дают только качественные характеристики, зачастую прямо противоположные. В нашей работе количественно оценивается влияние параметров окна всасывания на коэффициент производительности винтового компрессора.

Организация эффективного процесса всасывания в ВК — трудная задача [3, 8]. Поток газа от фланца присоединительного патрубка компрессора до окна всасывания совершает поворот, в окне всасывания газ приобретает значительную скорость, причем из-за дискретной подачи газа эта скорость пульсирует. Плохая обтекаемость зубьев винтов на входе в полости и отсутствие необходимой направленности потока газа вызывает удары и завихрения. Движение газа по каналам винтов происходит с

отбрасыванием его к периферии центробежными силами. Одновременно, что весьма существенно, в полость всасывания поступает значительная масса подогретого газа, протекающего через щели. Все это оказывает негативное влияние на характеристики компрессора и его энергетические (экономические) показатели.

Действительная объемная $\bar{V}_d$ производительность компрессора меньше теоретической $\bar{V}_t$, т. е. $\bar{V}_d = \lambda \bar{V}_t$, где $\lambda < 1$ — коэффициент производительности [9, 15].

Коэффициент производительности для ВК можно представить в виде [9]

$$\lambda = \lambda_d \lambda_T (1 - v_{исп}) - v_{пр} - v_{вн},$$

где λ_d — коэффициент давления, λ_T — температурный коэффициент, $v_{исп}$ — коэффициент использования, $v_{пр}$ — коэффициент протечек, $v_{вн}$ — коэффициент внешних утечек.

Коэффициент давления λ_d учитывает потери давления при прохождении газа через всасывающее окно и определяется по формуле

$$\lambda_d = 1 - \frac{\Delta P}{P_b},$$

где P_b — давление всасываемого газа, Па; ΔP — потери давления при проходе через всасывающее окно, Па.

Потери давления можно определить по формуле

$$\Delta P = \xi_b \frac{\rho_b c_b^2}{2},$$

где ρ_b — плотность всасываемого газа, кг/м³; $\xi_b = \xi_b(Re)$ — коэффициент гидродинамических сопротивлений на всасывании; c_b — скорость всасываемого газа, м/с.

Среднюю скорость направленного движения газа в полости можно найти из уравнения неразрывности [3]

$$c_b = \frac{6ln}{\alpha_{1b}},$$

где l — длина винтов, м; n — число оборотов ведущего винта, об/мин; α_{1b} — центральный угол окна всасывания, град (см. рис. 1).



Из приведенных формул видно, что для увеличения коэффициента давления необходимо увеличивать угол окна всасывания или уменьшать длину ротора и число оборотов. При этом надо учитывать, что величинами l и n не всегда можно распоряжаться свободно.

Окно всасывания должно обеспечить максимальное наполнение впадин свежим газом. Размер окна всасывания характеризуется центральными углами α_{1B} и α_{2B} (см. рис. 2). Обычно парные полости ведущего и ведомого винтов одновременно отсоединяются от камеры всасывания.

Для винтов с асимметричным профилем зубьев [8]

$$\alpha_{2B} = \frac{\alpha_{1B} + \frac{2\pi}{m_1}}{i_{12}} - (\theta_{III} + \theta_{IV}),$$

где θ_{III} и θ_{IV} — углы профиля; i_{12} — передаточное отношение.

Связь углов всасывания ведущего и ведомого винтов позволяет свести задачу определения размеров окна всасывания к нахождению оптимальных размеров угла всасывания для одного из винтов. Удобно это сделать для ведущего винта (угол α_{1B}).

Для улучшения наполнения полостей свежим газом можно использовать скоростной напор потока всасываемого газа. Для этого необходимо, чтобы время, в течение которого окно всасывания соединяет камеру всасывания с парной полостью после полного освобождения ее от зуба парного винта, было равно времени прохождения ударной волны от торца нагнетания к торцу всасывания. Образование ударной волны можно представить следующим образом. Движущийся в полости всасывания газ встречает на своем пути неподвижный корпус компрессора — торец со стороны нагнетания. Возникающее при этом возмущение потока распространяется по парной полости винтов в сторону всасывания. Как известно, скорость распространения малых возмущений равна местной скорости звука. Следовательно, при набегании

газового потока на торцовую стенку корпуса совокупность непрерывно следующих друг за другом звуковых волн образует волну сжатия, называемую ударной волной.

Время, в течение которого парная полость остается еще соединенной с патрубком всасывания после полного освобождения полости от зуба, равно [8]

$$t_{доп} = \frac{\Delta\alpha_{1B}^{\circ}}{6n_1},$$

где n_1 — число оборотов ведущего винта; $\Delta\alpha_{1B}$ — дополнительное значение угла всасывания (угол перекрытия) (см. рис. 1).

Угол перекрытия равен такому углу поворота, на который повернется винт от полного освобождения рассматриваемой полости до отсечки ее от камеры всасывания.

Время прохождения ударной волны от торца нагнетания к торцу всасывания равно

$$t_{уд} = \frac{l}{c^*},$$

где l — длина винта, м; c^* — скорость распространения ударной волны, м/с.

Приравнявая эти два интервала времени, получим

$$c^* = \frac{6ln_1}{\Delta\alpha_{1B}^{\circ}};$$

тогда

$$\Delta\alpha_{1B}^{\circ} \approx \frac{6ln_1}{\sqrt{kRT_1}}.$$

Таким образом, с учетом угла перекрытия угол окна всасывания со стороны ведущего ротора будет равен

$$\alpha_{1B} = \tau_{13} + \beta_{01} + \Delta\alpha_{1B},$$

где τ_{13} — угол закрутки; β_{01} — угол между линией центров и лучом, проведенным через центр вращения ведущего винта и вершины зуба в положении начала сжатия газа в парной полости (угол начала сжатия).

Результаты расчетов и их обсуждение

Исследование проводилось при изменении давления нагнетания в пределах от 0,25 до 0,35 МПа и температуры всасывания в пределах от 293 до 313 К для трех

значений отношения l/d длины ротора к его диаметру: 1, 1,35 и 1,5.

Ниже представлены графики изменения коэффициента производительности и его составляющих при изменении отношения l/d .

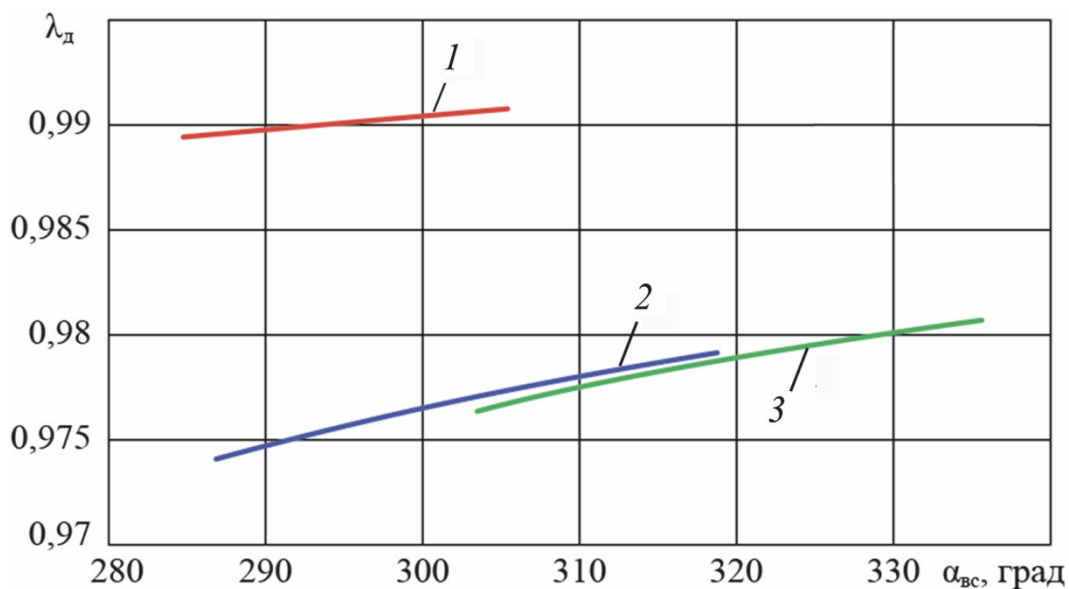


Рис. 3. Изменение коэффициента давления в зависимости от угла раскрытия окна всасывания (l/d : 1 – 1,0; 2 – 1,35; 3 – 1,5)
Fig. 3. Change in pressure coefficient in dependence from the opening angle of the suction window (l/d : 1 – 1,0; 2 – 1,35; 3 – 1,5)

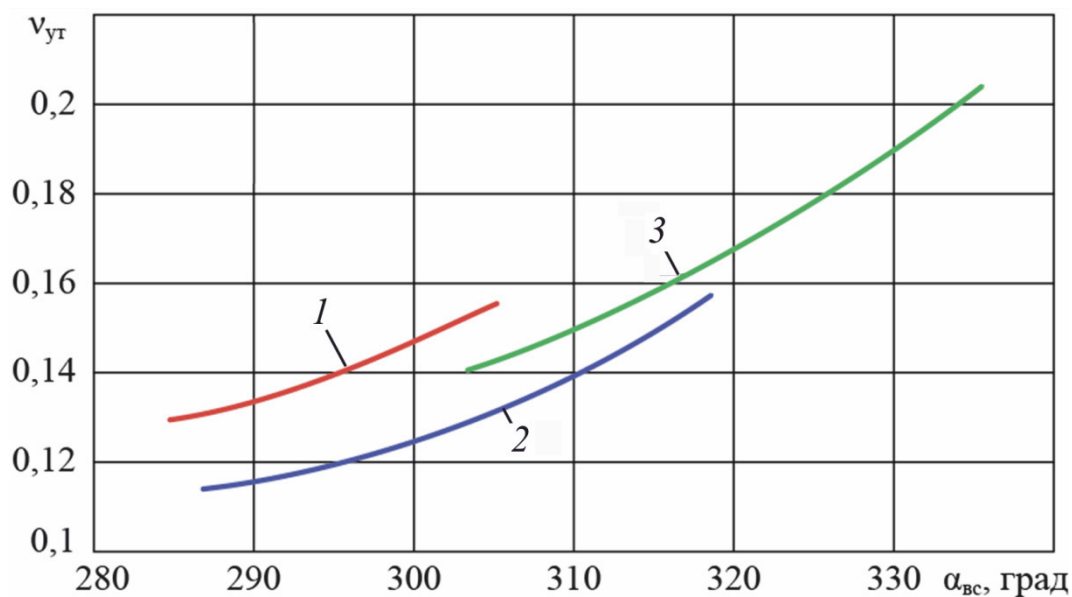


Рис. 4. Изменение коэффициента протечек в зависимости от угла раскрытия окна всасывания (l/d : 1 – 1,0; 2 – 1,35; 3 – 1,5)
Fig. 4. Change in leakage rate in dependence from the opening angle of the suction window (l/d : 1 – 1,0; 2 – 1,35; 3 – 1,5)

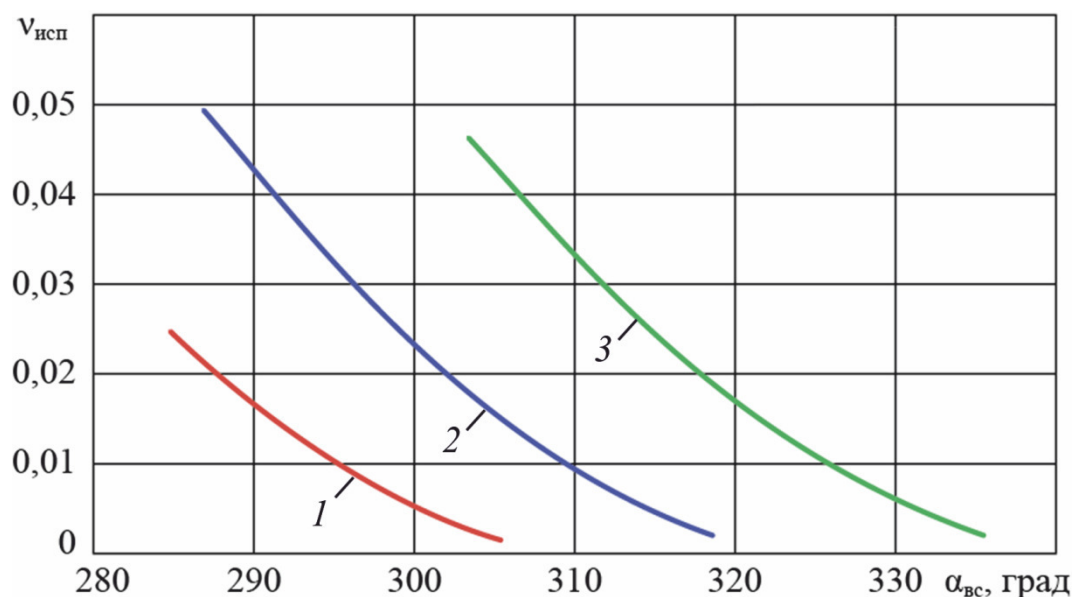


Рис. 5. Изменение коэффициента использования в зависимости от угла раскрытия окна всасывания (l/d : 1 – 1,0; 2 – 1,35; 3 – 1,5)
 Fig. 5. Change in the utilization rate in dependence from the opening angle of the suction window (l/d : 1 – 1,0; 2 – 1,35; 3 – 1,5)

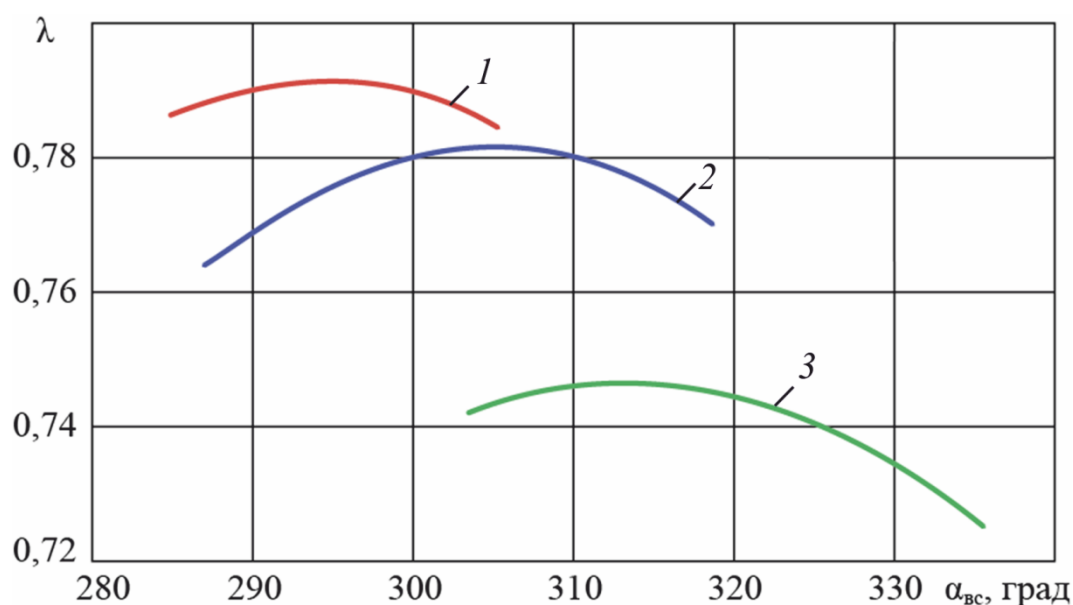


Рис. 6. Изменение коэффициента производительности в зависимости от угла раскрытия окна всасывания (l/d : 1 – 1,0; 2 – 1,35; 3 – 1,5)
 Fig. 6. Variation in the performance factor depending on the opening angle of the suction window (l/d : 1 – 1,0; 2 – 1,35; 3 – 1,5)

Из графиков видно, что увеличение окна всасывания приводит к уменьшению газодинамических потерь, а следовательно, к увеличению коэффициента давления

(рис. 3). Изменение коэффициента давления достигает в среднем 1–3 %, меньшие значения соответствуют $l/d=1$, большие $l/d=1,5$. Увеличение окна всасывания

приводит к затягиванию процессов всасывания и, как следствие, увеличению массообмена в рабочих полостях из-за повышенных протечек из полостей сжатия в камеру всасывания (рис. 4), что ведет к росту температуры газа в полости всасывания и уменьшению свежей порции всасываемого газа. Изменение коэффициента протечек в рассмотренных диапазонах составляет порядка 20 %. Уменьшение окна всасывания, с одной стороны, приводит к уменьшению протечек, а с другой, — к увеличению коэффициента недоиспользования объема (рис. 5). При увеличении угла раскрытия окна всасывания коэффициент недоиспользования объема уменьшается, стремясь к нулю.

Изменение угла раскрытия окна всасывания делит график функции коэффициента производительности на три зоны (рис. 6). Слева — влияние газодинамических сопротивлений и недоиспользование объема, справа — влияние массообмена, средняя часть зависит как от первого, так и от второго факторов. Изменение коэффициента производительности при различных режимах в рассмотренных интервалах достигает 3–5 % и имеет максимум при некотором значении угла раскрытия окна всасывания.

Следует отметить, что расчеты проводились при постоянной объемной производительности. При этом геометрические параметры компрессора при различных l/d не совпадали. Разница между коэффициента-

ми давления при $l/d = 1$ и другими значениями (см. рис. 3) связана именно с этим.

Заключение

В процессе всасывания газа в компрессор происходит снижение давления газа и, как следствие, некоторое понижение его температуры. Но одновременно происходит теплообмен между газом и деталями компрессора, которые, как правило, более нагреты. Температура газа от этого несколько повышается. При различных значениях угла раскрытия окна всасывания доля влияния составляющих коэффициента производительности различна.

По результатам работы было установлено, что коэффициент производительности (см. рис. 6) имеет выраженный максимум, зависящий от угла раскрытия окна всасывания. В зависимости от отношений l/d максимум сдвигается вправо ($l/d = 1,35$) или влево ($l/d = 1$).

При оптимизации параметров окна всасывания методами математического моделирования можно достичь увеличения коэффициента производительности до 5 %. Рекомендуемые значения α_{1B} : для отношений $l/d = 1$ значение α_{1B} можно принимать равным 295; для $l/d = 1,35$ — $\alpha_{1B} = 305$; $l/d = 1,5$ — $\alpha_{1B} = 315$. Приведенные значения справедливы для компрессоров сухого сжатия с производительностью до 100 м³/мин и отношением давлений всасывания и нагнетания до 4.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хисамеев И.Г., Максимов В.А. Двухпортовые винтовые и прямозубые компрессоры. Теория, расчет и проектирование. Казань: ФЭН, 2000, 638 с.
2. Hütke J., Brümmer A. A comparative examination of steam-powered screw motors for specific installation conditions // 8. VDI-Fachtagung Schraubenmaschinen 2010, Kompressoren, Lader, Motoren, Vakuum- und Flüssigkeitspumpen, VDI-Gesellschaft Energie und Umwelt, Dortmund, DE, 5.-6. Okt, 2010. P. 109–123.
3. Kovacevic A., Arjeneh M., Rane S., Stosic N., Gavaises M. Flow visualization at suction of a twin screw compressor // International conference, Screw machines; International; 2014; Dortmund, Germany. P. 309–318.
4. Corneli T., Preuß N., Troßmann O. Experimental studies on the volumetric efficiency of triple screw pumps // International Conference on Screw Machines 2014 : TU Dortmund University, Germany, September 23rd and 24th, 2014. P. 157.
5. Herlemann S., Hauser J., Henning N. Optimization of rotor profiles for energy efficiency by using chamber-based screw model // International conference, Screw machines; International; 2014; Dortmund, Germany. P. 211–224.



6. Schuhmann R., Ochs H., Missal R., Schmitt T. Large industrial screw compressors for refrigeration units. Experiences out of operation and maintenance // International Conference on Screw Machines 2014, Dortmund, DE, Sep 23-24, 2014. P. 15–28.

7. Автономова И.В., Братусь А.В., Сорокин С.Г. Метод определения объема парной полости винтового компрессора // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2014. № 7. С. 11–19.

8. Сақун И.А. Винтовые компрессоры. Л.: Машиностроение, 1970. 400 с.

9. Андреев П.А. Винтовые компрессорные машины. Л.: Судпромгиз, 1961, 252 с.

10. Докукин В.Н., Пронин В.А. К расчету протечек в рабочей части винтового компрессора // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2014. № 3. С. 17–23.

11. Чернов Г.И., Панютин А.А., Юша В.Л., Васильев В.К., Зиновьева А.В., Михайлец С.Н.

Теоретический анализ экономичности рабочего процесса винтового маслозаполненного компрессора на режимах частотного регулирования холодопроизводительности // Омский научный вестник. 2015. № 3. С. 100–103.

12. Kauder K., Fost C. Improving chamber filling in screw-type engines // Schraubenmaschinen 2002. Tagung, VDI-Gesellschaft Energietechnik, Dortmund, DE, 25.-26. Sep, 2002. P. 179–196.

13. Захаренко С.Е. [и др.]. Расход газа через узкие щели // Тр. Ленингр. политехн. ин-та им. М.И. Калинина. 1965. № 249. С. 69–75.

14. Носков А.Н., Тарасенков Д.С. Выбор величины профильных зазоров холодильного маслозаполненного винтового компрессора // Вестник Международной академии холода. 2017. № 4. С. 41–45.

15. Grieb M., Brümmer A. Design and examination of a small-scale screw expander for waste heat recovery // International Conference on Screw Machines 2014, Dortmund, DE, Sep 23–24, 2014. P. 197–210.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

КОТЛОВ Андрей Аркадьевич — кандидат технических наук старший научный сотрудник Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого

E-mail: kotlov_andrej@mail.ru

КУЗНЕЦОВ Юрий Леонидович — кандидат технических наук первый заместитель генерального директора АО «Компрессор»

E-mail: Office@compressor.spb.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 27.03.2018

REFERENCES

[1] Khisameyev I.G., Maksimov V.A., Dvukhrotomye vintovyye i pryamozubyye kompressory. Teoriya, raschet i proyektirovaniye. Kazan: FEN, 2000, 638 s. (rus.)

[2] Hütker J., Brümmer A., A comparative examination of steam-powered screw motors for specific installation conditions, 8. VDI-Fachtagung Schraubenmaschinen 2010, Kompressoren, Lader, Motoren, Vakuum- und Flüssigkeitspumpen, VDI-Gesellschaft Energie und Umwelt, Dortmund, DE, 5–6. Okt, 2010. P. 109–123.

[3] Kovacevic A., Arjenah M., Rane S., Stosic N., Gavaies M., Flow visualization at suction of a twin screw compressor, International conference, Screw machines; International; 2014; Dortmund, Germany. P. 309–318.

[4] Corneli T., Preuß N., Troßmann O., Experimental studies on the volumetric efficiency of tri-

ple screw pumps, International Conference on Screw Machines 2014 : TU Dortmund University, Germany, September 23rd and 24th, 2014. P. 157.

[5] Herlemann S., Hauser J., Henning N., Optimization of rotor profiles for energy efficiency by using chamber-based screw model, International conference, Screw machines; International; 2014; Dortmund, Germany. P. 211–224.

[6] Schuhmann R., Ochs H., Missal R., Schmitt T., Large industrial screw compressors for refrigeration units. Experiences out of operation and maintenance, International Conference on Screw Machines. 2014, Dortmund, DE, Sep 23–24, 2014. P. 15–28.

[7] Avtonomova I.V., Bratus A.V., Sorokin S.G., Metod opredeleniya obyema parnoy polosti vintovogo kompressora, Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. 2014. № 7. S. 11–19. (rus.)

- [8] **Sakun I.A.**, Vintovyye kompressory. L.: Mashinostroyeniye, 1970. 400 s. (rus.)
- [9] **Andreyev P.A.**, Vintovyye kompressornyye mashiny. L.: Sudpromgiz, 1961. 252 s. (rus.)
- [10] **Dokukin V.N., Pronin V.A.**, K raschetu protechek v rabochey chasti vintovogo kompressora, *Nauchnyy zhurnal NIU ITMO. Seriya «Kholodilnaya tekhnika i konditsionirovaniye»*. 2014. № 3. S. 17–23. (rus.)
- [11] **Chernov G.I., Panyutich A.A., Yusha V.L., Vasilyev V.K., Zinovyeva A.V., Mikhaylets S.N.**, Teoreticheskiy analiz ekonomichnosti rabocheho protsessa vintovogo maslozapolnennogo kompressora na rezhimakh chastotnogo regulirovaniya kholodoproizvoditelnosti, *Omskiy nauchnyy vestnik*. 2015. № 3. S. 100–103. (rus.)
- [12] **Kauder K., Fost C.**, Improving chamber filling in screw-type engines, *Schraubenmaschinen 2002, Tagung, VDI-Gesellschaft Energietechnik, Dortmund, DE*, 25.-26. Sep, 2002. P. 179–196. (rus.)
- [13] **Zakharenko S.Ye.** [i dr.], Raskhod gaza cherez uzkiye shcheli, *Tr. Leningr. politekhn. in-ta im. M.I. Kalinina*. 1965. № 249. S. 69–75. (rus.)
- [14] **Noskov A.N., Tarasenkov D.S.**, Vybory velichiny profilnykh zazorov kholodilnogo maslozapolnennogo vintovogo kompressora, *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda*. 2017. № 4. S. 41–45. (rus.)
- [15] **Grieb M., Brümmer A.**, Design and examination of a small-scale screw expander for waste heat recovery, *International Conference on Screw Machines, 2014, Dortmund, DE*, Sep 23–24, 2014. P. 197–210.

THE AUTHORS

KOTLOV Andrei A. — Peter the Great St. Petersburg polytechnic university

E-mail: kotlov_andrej@mail.ru

KUZNETSOV Yurii L. — «Compressor»

E-mail: Office@compressor.spb.ru

Received: 27.03.2018