

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

УНИВЕРСИТЕТ ИТМО

А.Н. Носков

**ТЕПЛОВОЙ И КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ
ХОЛОДИЛЬНОГО ВИНТОВОГО
КОМПРЕССОРА**

Учебно-методическое пособие



Санкт-Петербург

2015

УДК 621.514

Носков А.Н. Тепловой и конструктивный расчет холодильного винтового компрессора: Учеб.-метод. пособие. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – 31 с.

Приводятся методические рекомендации по выполнению теплового и конструктивного расчета холодильного винтового компрессора; пример расчета основных геометрических параметров компрессора.

Предназначено для студентов направления бакалавриата 16.03.03 Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения по дисциплине «Объемные компрессоры холодильных машин» всех форм обучения.

Рецензент: кандидат техн. наук, доц. **Н.Ф. Крупененков**

Рекомендовано к печати Советом факультета холодильной, криогенной техники и кондиционирования, протокол № 2 от 30.10.2015 г.



Университет ИТМО – ведущий вуз России в области информационных и фотонных технологий, один из немногих российских вузов, получивших в 2009 году статус национального исследовательского университета. С 2013 года Университет ИТМО – участник программы повышения конкурентоспособности российских университетов среди ведущих мировых научно-образовательных центров, известной как проект «5 – 100». Цель Университета ИТМО – становление исследовательского университета мирового уровня, предпринимательского по типу, ориентированного на интернационализацию всех направлений деятельности.

© Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, 2015

© Носков А.Н., 2015

ВВЕДЕНИЕ

Широкое применение искусственного холода во многих отраслях промышленности и в быту требует значительных затрат энергии на его производство. Поэтому повышение энергетической эффективности холодильных машин с учетом новейших достижений науки и техники имеет большое значение для экономики страны. Энергетическая эффективность холодильных машин в значительной степени зависит от эффективности работы компрессоров.

Первый винтовой компрессор (ВК) был запатентован в Германии в 1878 году Хайрихом Кригаром (Heirich Krigar) [9]. Но основателем прообраза современного винтового компрессора является Альфом Лисхольм, главный инженер компании Ljunstrom Angturbin AB, который запатентовал свое изобретение более 80 лет назад. Широкое использование винтового компрессора началось лишь в 40-х годах, а в области холодильных машин – в 60-х годах XX-го столетия.

Винтовые компрессоры относятся к классу роторных компрессоров объемного принципа действия, в которых повышение давления сжимаемой среды происходит за счет уменьшения замкнутого объема рабочей полости.

В зависимости от подачи в рабочую полость капельной жидкости винтовые компрессоры делятся на следующие типы: винтовые компрессоры сухого сжатия (ВКС); винтовые компрессоры, работающие с впрыском в рабочие полости небольшого количества жидкости в основном для снижения температуры сжимаемой среды и винтовые компрессоры с подачей в рабочие полости масла (ВКМ).

По числу роторов винтовые компрессоры могут быть двух- и однороторными.

В нашей стране в 1949 году был разработан метод расчета ВК и инструмента для нарезки винтов, а в начале 50-х годов были изготовлены первые образцы воздушных и газовых винтовых компрессоров. Серийно винтовые холодильные маслозаполненные компрессоры начали выпускаться с 1973 года на Казанском компрессорном заводе.

Теоретические основы расчета и проектирования винтовых компрессоров были заложены в работах И.А. Сакуна [4], являющегося основоположником отечественного винтового компрессоростроения.

В настоящее время в холодильной технике широкое распространение получили маслозаполненные винтовые компрессоры (ВКМ),

имеющие достаточно высокие технико-экономические показатели и обладание рядом преимуществ перед другими типами компрессоров.

Отсутствие в ВКМ клапанов и деталей, подверженных интенсивному износу, предопределяет высокую надежность и долговечность этого типа компрессорных машин по сравнению с поршневыми компрессорами. Средняя наработка на отказ у ВКМ достигает до 20000 часов, что на порядок выше, чем у поршневых компрессоров, при этом ресурс ВКМ до капитального ремонта составляет 50000 часов.

Согласно периодичности обслуживания винтовых компрессоров компании “MYCOM” необходимые замены, подшипников опорных и упорных, а также роторов в случае необходимости, производятся при наработке порядка 25000 часов, что гораздо выше, чем у поршневых машин [8,10].

Большие скорости вращения роторов обеспечивают получение высокой производительности при малой массе и габаритах компрессора, при этом, ввиду полной уравновешенности роторов, отсутствует необходимость в тяжелых и громоздких фундаментах. Кроме того, ВКМ обеспечивают равномерность подачи пара холодильного агента и стабильность рабочих характеристик в процессе длительной эксплуатации [1,5,7].

Преимущества холодильных ВКМ по сравнению с центробежными компрессорами проявляются в отсутствии помпажной зоны, в незначительном изменении производительности и КПД машины в широком диапазоне изменения внешней степени повышения давления, в возможности сжатия холодильных агентов с различной молекулярной массой без изменения конструкции компрессора [6,7].

Холодильные ВКМ применяются в области холодопроизводительности от 10 до 3500 кВт при работе компрессоров на R134a, R22, R717, R404A, R407C и других хладагентах во всех температурных режимах паровой холодильной машины.

Для поддержания в заданном диапазоне температуры охлаждаемого объекта или теплоносителя путем обеспечения теплового баланса между теплопритоками и холодопроизводительностью машины, а также для изменения геометрической степени сжатия холодильного ВКМ при изменении температурного режима его работы, служит система регулирования производительности и геометрической степени сжатия винтового компрессора.

Существуют следующие способы регулирования производительности холодильных винтовых компрессоров [6]:

- с помощью внешних устройств;
- изменением скорости вращения роторов;
- с помощью внутренних устройств, изменяющих объем полостей винтов при их отсечении от окна всасывания.

Регулирование с помощью внешних устройств осуществляется путем байпасирования сжатого хладагента или дросселированием на всасывании.

Способ регулирования производительности ВКМ изменением частоты вращения роторов в диапазоне оптимальной окружной скорости является достаточно экономичным, так как при этом не изменяется геометрическая степень сжатия. Однако, при уменьшении производительности компрессора ниже 30% от номинальной значительно снижаются объемные и энергетические характеристики компрессора.

Применяют ступенчатое и плавное изменение частоты вращения роторов [6]. Ступенчатое регулирование достигается применением многоскоростных асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором. При необходимости более широкого и плавного регулирования применяют электродвигатели постоянного тока. В настоящее время широкое распространение получает регулирование частоты вращения роторов с помощью частотных преобразователей.

Значительно большей энергетической эффективностью обладает способ регулирования с помощью внутренних устройств. Широкое распространение получил способ регулирования производительности компрессора посредством одного золотникового регулятора, изменяющего эффективную длину роторов. Осуществляемый при этом внутренний перепуск хладагента на всасывание позволяет изменять производительность ВКМ в широких пределах. Наличие такого регулятора производительности у большинства холодильных ВКМ является их преимуществом по сравнению с центробежными и поршневыми компрессорами.

Особенностью работы холодильного ВКМ является необходимость впрыска значительного количества масла в рабочие полости компрессора.

Масло, подаваемое в парные полости, уплотняет зазоры между винтами и между винтами и корпусом, снижает температуру на нагнетании и повышает степень сжатия газа, позволяет упростить конструкцию компрессора, снизить частоту вращения винтов, отводит часть теплоты сжатия и удаляет продукты износа. Кроме того, масло обеспечивает режим жидкостного трения между профильными поверхностями роторов, что позволяет отказаться от синхронизирующих шестерен. Однако большое количество масла подаваемого в компрессор обуславливает создание развитой масляной системы, которая включает в себя маслоотделитель, маслосборник, масляный холодильник, фильтры для очистки масла и масляный насос большой производительности. Это увеличивает металлоемкость компрессорного агрегата, а также снижает интенсивность процесса теплообмена в аппаратах холодильной машины.

Этих недостатков лишены холодильные винтовые компрессоры сухого сжатия (ВКС). Применение ВКС позволяет исключить наличие масла в рабочем веществе, что приводит к сокращению необратимых потерь в процессах теплообмена между рабочим веществом и источниками низкой и высокой температур вследствие интенсификации процессов в испарителе и конденсаторе и снижает газодинамические потери в компрессоре и трубопроводах холодильной машины. Исследования ВКС, проведенные на кафедре холодильных машин и низкопотенциальной энергетики ИХиБТ, показали эффективность применения холодильных ВКС в составе паровой холодильной машины.

Винтовым компрессорам сухого сжатия, которые не имеют пока широкого применения в составе холодильных машин, хотя их преимущества перед ВКМ особенно проявляются при больших производительностях [3].

За последние годы применение холодильных винтовых компрессоров значительно расширилось как у нас в стране, так и за рубежом. Эта тенденция обусловлена высокой энергетической эффективностью винтовых компрессоров в сочетании с простотой обслуживания, надежностью в работе, компактностью конструкции. Значительно увеличили выпуск и расширили номенклатуру по производительности холодильных винтовых компрессоров фирмы “York” (США), “Sabroe” (Дания), “Bitzer” (Германия), “SRM AB” (Швеция),

“Dunham-Bush”, “Man/GHH” (Германия), “Kuhlautomat” (Германия), “Mayekawa” (Япония) и другие. Значительно расширился выпуск холодильных винтовых компрессоров в сторону малых производительностей. Вырос выпуск бессальниковых и герметичных холодильных ВК, агрегатов и холодильных машин на их базе фирмами “Bitzer”, “Hitachi”, “Dunham-Bush” и другими [6,11,12].

В учебные планы подготовки бакалавров и магистров направления 16.03.03 «Холодильная, криогенная техника и системы жизнеобеспечения» входят работы по расчету и проектированию винтовых компрессоров паровых холодильных машин.

Цель расчета и проектирования состоит в том, чтобы студенты приобрели навыки расчета и конструирования холодильного винтового компрессора и закрепили теоретические знания, полученные при изучении дисциплины "Объемные компрессоры холодильных машин".

В учебно-методическом пособии приводятся рекомендации для теплового и конструктивного расчета холодильного винтового компрессора и пример расчета основных геометрических параметров компрессора.

1. Тепловой расчет холодильного винтового компрессора

В результате теплового расчета холодильного винтового компрессора производят выбор типа профиля винтов; определяют длину винтов; внешние диаметры винтов; геометрическую степень сжатия; величину изознтропной, индикаторной и эффективной мощности компрессора; величину холодильного коэффициента; количество масла, подаваемого в компрессор.

Всеми фирмами большое внимание уделяется разработкам профилей винтов и совершенствованию технологии их изготовления. Винтовые холодильные компрессоры выпускаются в основном с асимметричным профилем. Массовый выпуск компрессорными фирмами винтовых компрессоров начался в 60-е годы благодаря освоению промышленного способа изготовления с помощью дисковых фрез винтов с запатентованным шведской фирмой “SRM” эффективным асимметричным профилем и соотношением числа зубьев на ведущем и ведомом роторах 4/6.

Предприятия в нашей стране выпускают винтовые компрессоры типоразмерного ряда с асимметричным профилем, разработанным СКБК г. Казань [1,6].

В качестве профиля винтов в приведенных ниже примерах расчетов холодильного винтового компрессора выбран профиль типоразмерного ряда СКБК, имеющий 4 зуба на ведущем винте и 6 на ведомом винте. Технология производства таких винтов хорошо отлажена и компрессоры с такими профилями имеют достаточно высокую эффективность.

Профиль ведущего и ведомого винтов типоразмерного ряда СКБК в торцевом сечении показан на с. 22, а в Приложении приведены основные геометрические параметры ряда.

Для нормальной работы компрессора в высоко- и среднетемпературном режимах применяют маслоохладители, хотя отдельные фирмы для бустеркомпрессоров маслоохладители не используют. В основном применяют три типа охлаждения масла: водой, жидким холодильным агентом и газообразным холодильным агентом. Совершенствование масляной системы приводит к снижению массы, габаритов и трудоемкости изготовления компрессорного оборудования, а также к повышению его эффективности, надежности и долговечно-

сти. В примере приведен расчет количества подаваемого в компрессор масла при условии охлаждения его водой.

Применяемое в холодильных винтовых компрессорах масло должно обеспечить хорошее смазывание трущихся поверхностей и предотвращать их износ. Масло холодильных винтовых компрессоров должно иметь следующие свойства [2]:

- достаточно высокую вязкость для создания надежного жидкостного трения в рабочих органах компрессора;
- малое изменение вязкости от температуры;
- низкую температуру застывания;
- высокую температуру вспышки;
- малую степень растворимости хладагента в масле;
- малую степень изменения вязкости при растворении в масле хладагента.

В маслозаполненных холодильных винтовых компрессорах масло, подаваемое на подшипники, торцевое уплотнение и разгрузочные устройства, как правило, сливается в камеру всасывания и поступает во впадины винтов, находящихся в процессе всасывания. В эти же полости через зазоры между профилями винтов вместе с паром холодильного агента попадает и масло из полостей находящихся в процессе сжатия. При понижении давления из масла выделяется пар хладагента. Этот пар хладагента называют балластным рабочим веществом. Балластное рабочее вещество занимает часть объема парной полости, что уменьшает коэффициент подачи компрессора.

Отрицательное влияние балластного рабочего вещества зависит от его растворимости в масле. Растворимость хладонов в масле высокая и уменьшение коэффициента подачи компрессора связанное с выделением хладагента из масла может достигать до 10... 20%. Растворимость хладагента в масле зависит и от температуры. С повышением температуры масла растворимость в нем хладагента понижается. При использовании в хладоновой холодильной машине регенеративного теплообменника повышается температура всасываемого и нагнетаемого пара и вместе с тем температура всех узлов компрессора, включая подшипниковые узлы, разгрузочные устройства и сальник. Степень насыщения масла хладоном этих узлов и в парных полостях находящихся в процессе сжатия уменьшается и при попадании из них масла на всасывание из него выделяется меньшее количество

пара хладагента. Кроме того, уменьшается вязкость масла, что благоприятно сказывается на уменьшении трения винтов о смесь сжимаемого пара с маслом. Однако повышение температуры всасываемого пара имеет и отрицательное влияние на работу компрессора. При увеличении температуры всасывания увеличивается работа компрессора, а так же ухудшаются уплотнительные свойства масла и условия смазывания узлов трения. Экспериментальные исследования винтовых компрессоров, работающих на хладагентах, показали, что оптимальная температура на всасывании находится около $0...10^{\circ}\text{C}$.

Так как аммиак практически не растворяется в масле, влияние балластного пара хладагента на характеристики компрессора равно нулю, и при работе винтового компрессора на аммиаке теплообменник не используют. Для среднетемпературных аммиачных холодильных машин рекомендуют величину перегрева на всасывании в пределах 10°C .

Пример теплового расчета холодильного винтового маслозаполненного компрессора для холодильной машины с регенеративным теплообменником.

Исходные данные

Холодопроизводительность Q_0 , кВт.....	450
Температура, $^{\circ}\text{C}$:	
кипения t_0	- 15
конденсации t_k	30
Рабочее вещество.....	R22
Масло.....	XC- 40

Согласно известным из теории холодильных винтовых компрессорных машин (ВМК) рекомендациям [2,7] температура рабочего вещества (рабочей смеси хладон – масло) на всасывании в компрессор равна $t_1 = 0...10^{\circ}\text{C}$. Принимаем температуру рабочего вещества на всасывании в компрессор (и на выходе из теплообменника) $t_1 = 0^{\circ}\text{C}$. Температура пара, выходящего из испарителя $t_a = -15^{\circ}\text{C}$. (рис. 1).

Пренебрегая тепловыми потерями в теплообменнике, из условия равенства разности энтальпий $h_1 - h_a = h_3 - h_4$ найдем энтальпию в точке 4:

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_a) = 536,5 - (709,6 - 698,4) = 525,3 \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего вещества в узловых точках теоретического цикла для заданных выше условий приведены в табл. 1.

Удельная массовая холодопроизводительность

$$q_0 = h_a - h_5 = 698,4 - 525,3 = 173,1 \text{ кДж/кг.}$$

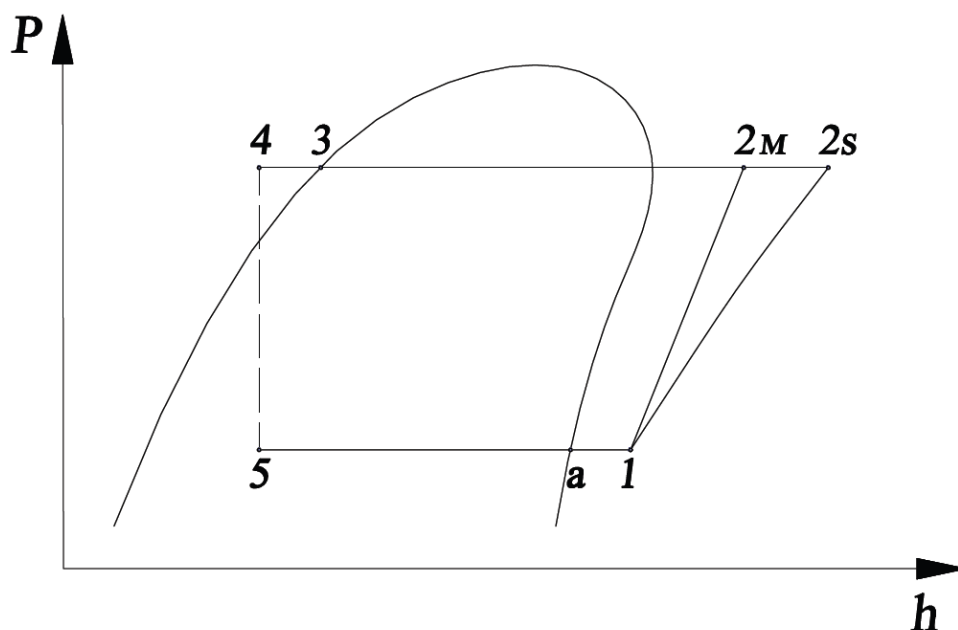


Рис. 1. Теоретический цикл одноступенчатой паровой холодильной машины с винтовым маслозаполненным компрессором

Таблица 1

Параметры узловых точек цикла

Параметр	Узловые точки						
	a	1	2s	2м	3	4	5
p , МПа	0,297	0,297	1,191	1,191	1,191	1,191	0,297
t , °С	- 15	0	69,1	60	30	22	- 15
h , кДж/кг	698,4	709,6	747,3	739,6	536,5	525,3	525,3
ν , м ³ /кг	—	0,083	—	—	—	—	—

Масса рабочего вещества, циркулирующего в холодильной машине,

$$G_a = Q_0 / q_0 = 450 / 173,1 = 2,60 \text{ кг/с.}$$

Действительная объемная производительность компрессора

$$V_d = G_a \cdot v_1 = 2,6 \cdot 0,083 = 0,216 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Наружная степень повышения давления

$$\pi_n = p_K / p_0 = 1,191 / 0,297 = 4,0.$$

В типоразмерном ряде отечественных холодильных ВКМ приняты три значения геометрической степени сжатия: для высокотемпературных и поджимающих компрессоров $\varepsilon_r = 2,6$ при $\pi_n \leq 4,0$; для среднетемпературных $\varepsilon_r = 4,0$ при $\pi_n \leq 8$; для низкотемпературных $\varepsilon_r = 5,0$ при $\pi_n > 8$. Выбираем геометрическую степень сжатия $\varepsilon_r = 2,6$.

Теоретическая объемная производительность компрессора

$$V_T = V_d / \lambda = 0,216 / 0,9 = 0,239 \text{ м}^3/\text{с},$$

где коэффициент подачи ВМК $\lambda = 0,9$ находим по рис. 2 для принятой марки впрыскиваемого масла и геометрической степени сжатия $\varepsilon_r = 2,6$.

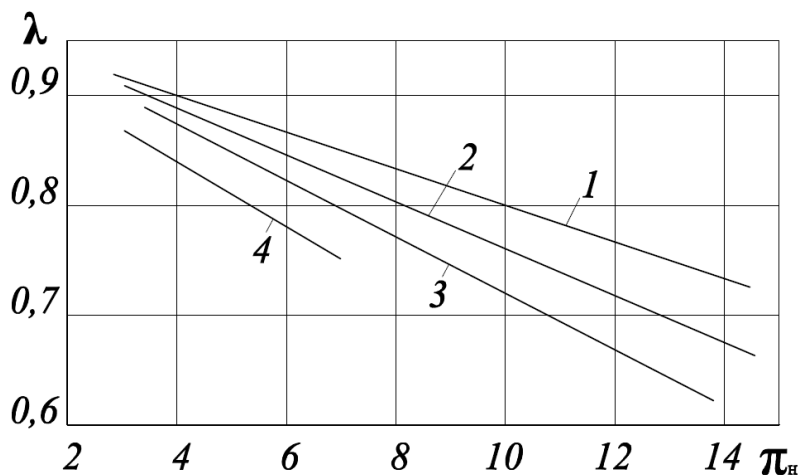


Рис. 2. Зависимость коэффициента подачи λ ВМК от внешней степени повышения давления π_n . Профиль зубьев асимметричный:

1 — $D_1 = 200$ мм, $u_1 = 31$ м/с, $t_k = 30^\circ\text{C}$, R22, $\varepsilon_r = 2,6$, масло ХС — 40; 2 — то же, $\varepsilon_r = 5$, масло ХА — 30; 3 — то же, $\varepsilon_r = 4$, масло ХА — 30; 4 — бессальниковый компрессор: $u_1 = 25$ м/с, $\varepsilon_r = 2,6$, масло ХС — 40

Определим основные размеры рабочей части компрессора.

Определяющим размером рабочей части винтового компрессора является внешний диаметр винта D_1 . Его предварительное значение находим по формуле [7].

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{V_T}{K_H K_l K_f z_1 n_1}},$$

где K_H – коэффициент использования объема парной полости; $K_H = W_{II}/W_0$; $W_0 = l_v \cdot (f_{1II} + f_{2II})$ – полный объем парной полости; l_v – длина винта; f_{1II} и f_{2II} – площади впадин между зубьями в торцевой плоскости соответственно ведущего и ведомого винтов; W_{II} – объем парной полости в момент начала уменьшения ее объема у торца всасывания (полезный объем парной полости); $K_l = l_v/D_1$ – относительная длина винта; $K_f = (f_{1II} + f_{2II})/D_1^2$ – безразмерный коэффициент площади парных впадин; z_1, n_1 – число зубьев и частота вращения ведущего винта.

Для типоразмерного ряда винтов с асимметричным профилем зубьев $z_1 = 4$, величина коэффициента $K_f = 0,1191$. Коэффициент $K_H = f[\tau_{13} - \tau_{1пр}]$; угол закрутки ведущего винта $\tau_{13} = 2\pi \cdot K_l/K_H$; $K_H = h_1/D_1$ – относительный ход ведущего винта; h_1 – ход ведущего винта; $\tau_{1пр} = 223,7^\circ$ – предельный угол закрутки ведущего винта.

Для типоразмерного ряда винтов с асимметричным профилем величины $K_H = 1,2$ для винтов с $K_l = 0,9$; 1,0 и $K_H = 1,6$ для винтов с $K_l = 1,35$ и 1,5. Значение K_H определяется по следующей формуле: $K_H = 1 - C \cdot (\tau_{13}^0 - \tau_{1пр}^0) \cdot 10^{-4}$. Значение коэффициента C принимается в зависимости от величины K_l :

K_l	0,9	1,0	1,35	1,5
C	5,4	5,3	5,0	4,3

Для холодильных ВКМ, как правило, используют асинхронные электродвигатели трехфазного тока с короткозамкнутым ротором с частотой вращения 49 С^{-1} (синхронная частота вращения $n = 3000 \text{ об/мин} = 50 \text{ С}^{-1}$) [6].

Если ориентироваться на электрический привод с меньшей частотой вращения, то между двигателем и компрессором придется ставить мультипликатор, что усложнит машину и повысит ее стоимость.

Для холодильного винтового компрессора сухого сжатия (ВКС), как правило, частота вращения $n = 50 \text{ С}^{-1}$ является недостаточной и между двигателем и компрессором устанавливается мультипликатор. В этом случае внешний диаметр ВЦ винта определяется по приведенной ниже формуле [7] и рекомендованной окружной скорости u_1 на внешней окружности ВЦ винта (рис. 3).

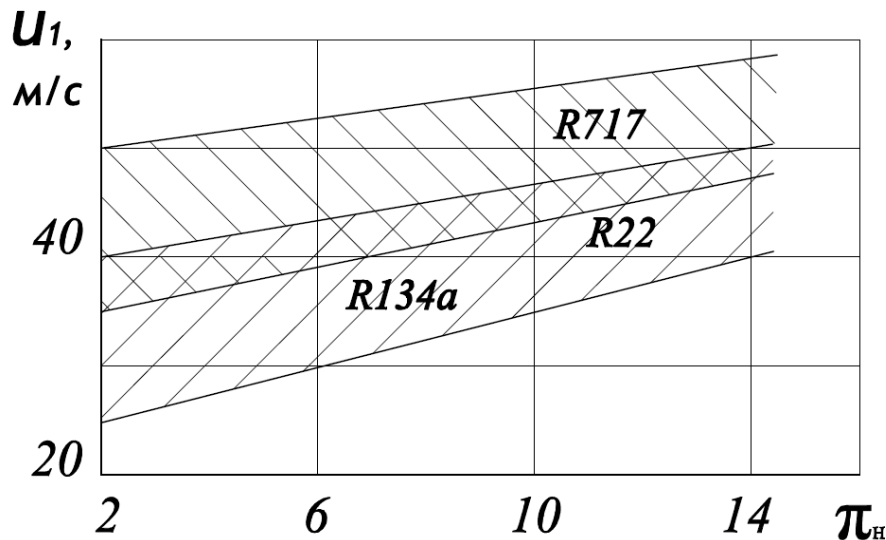


Рис. 3. Зависимость окружной скорости u_1 на внешней окружности ВЦ винта ВМК от π_n для различных холодильных агентов. Масло ХА-30

Принимаем величину $K_f = 1,35$ тогда: $\tau_{13}^0 = 360^0 \cdot 1,35 / 1,6 = 303,75^0$; $\tau_{1np}^0 = 223,7^0$; $K_n = 1 - 5,3 \cdot (303,75 - 223,7) \cdot 10^{-4} = 0,96$ и предварительное значение внешних диаметров винтов

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{0,239}{0,96 \cdot 1,35 \cdot 0,1191 \cdot 4 \cdot 49}} = 0,199 \text{ м} = 199 \text{ мм}.$$

Возможно и иное конструктивное решение. Выберем величину $K_f = 0,9$. Тогда

$$\tau_{13}^0 = 360^0 \cdot 0,9 / 1,2 = 270^0; C = 1 - 5,4 \cdot (270 - 223,7) \cdot 10^{-4} = 0,97$$

и предварительное значение внешних диаметров винтов

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{0,239}{0,97 \cdot 0,9 \cdot 0,1191 \cdot 4 \cdot 49}} = 0,227 \text{ м} = 227 \text{ мм.}$$

Выбираем ближайший больший размер винта из типоразмерного ряда (Приложение): $D_1=200$ мм при $K_l = 1,35$ и $D_1=250$ мм при $K_l = 0,9$. Очевидно, что при выборе второго варианта теоретическая объемная производительность компрессора будет значительно больше величины V_T , определенной из теплового расчета холодильной машины. Выбираем первый вариант. Тогда согласно Приложению полезный объем парной полости $W_{\Pi} = 1236 \text{ см}^3$. Следовательно,

$$V_T = W_{\Pi} \cdot z_1 \cdot n_1 = 1236 \cdot 4 \cdot 49 \cdot 10^{-6} = 0,243 \text{ м}^3.$$

Окружная скорость на внешней окружности ведущего винта $u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n_1 = 3,14 \cdot 0,2 \cdot 49 = 30,8 \text{ м/с}$, что находится в пределах рекомендуемых значений (рис. 3).

Масса рабочего вещества, циркулирующего в холодильной машине с выбранным ВКМ,

$$G_a = \lambda \cdot V_T / v_1 = 0,9 \cdot 0,243 / 0,083 = 2,635 \text{ кг/с.}$$

Холодопроизводительность холодильной машины $Q_0 = G_a \cdot q_0 = 2,635 \cdot 173,1 = 456,1 \text{ кВт}$, что несколько больше заданного значения.

Удельная изэнтропная работа сжатия 1 кг рабочего вещества

$$l_s = h_{2s} - h_1 = 747,3 - 709,6 = 37,7 \text{ кДж/кг.}$$

Изэнтропная мощность компрессора

$$N_s = G_a \cdot l_s = 2,635 \cdot 37,7 = 99,5 \text{ кВт.}$$

Индикаторная мощность компрессора

$$N_i = \frac{N_s}{\eta_i} = \frac{99,5}{0,82} = 121,3 \text{ кВт.}$$

Эффективная мощность компрессора

$$N_e = \frac{N_s}{\eta_e} = \frac{99,5}{0,77} = 129,2 \text{ кВт.}$$

Индикаторный η_i и эффективный η_e КПД ВМК находят по зависимостям представленным на рис. 4 в зависимости от геометрической степени сжатия $\varepsilon_r = 2,6$.

Зависимость эффективного КПД η_e для аммиачных ВМК от внешней степени повышения давления π_n при различных ε_r представлены на рис. 5. На рис. 6 приведены зависимости механического КПД η_m от π_n для ВМК и ВКС.

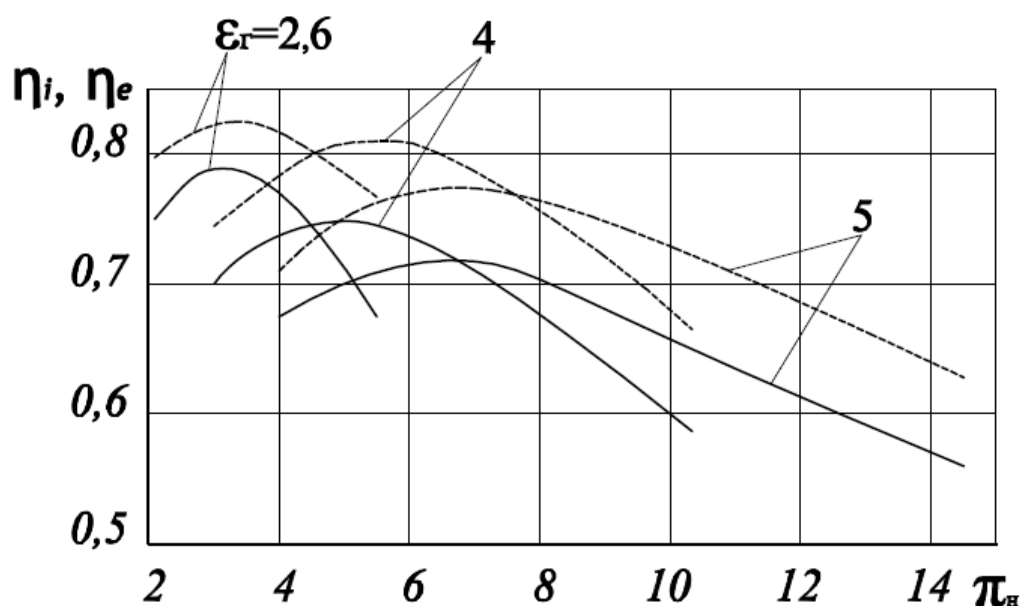


Рис. 4. Зависимость эффективного η_e и внутреннего η_i КПД для хладоновых ВМК от внешней степени повышения давления при различных геометрических степенях сжатия ε_r

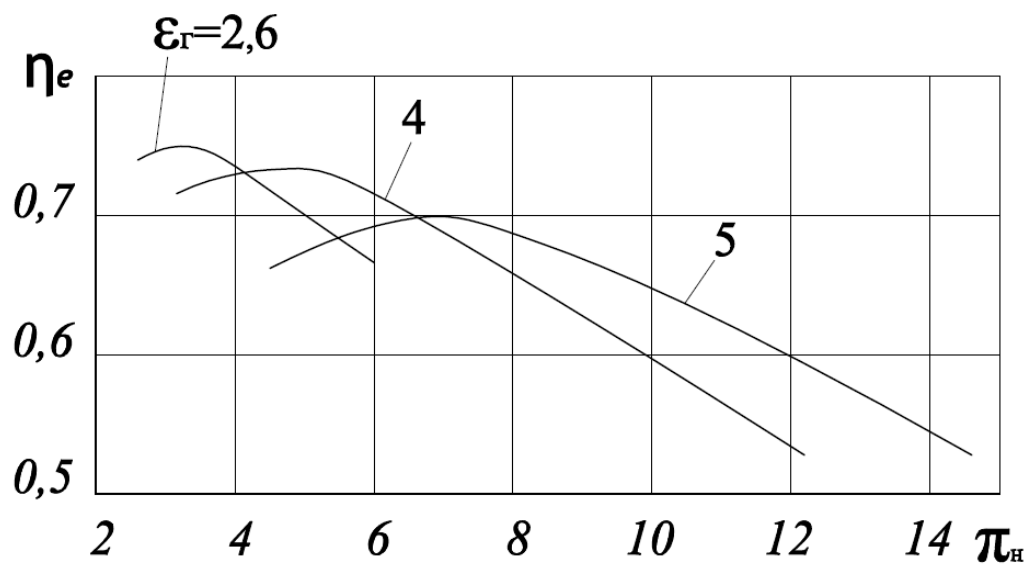


Рис. 5. Зависимость эффективного КПД η_e для аммиачных ВМК от внешней степени повышения давления π_n при различных ϵ_γ

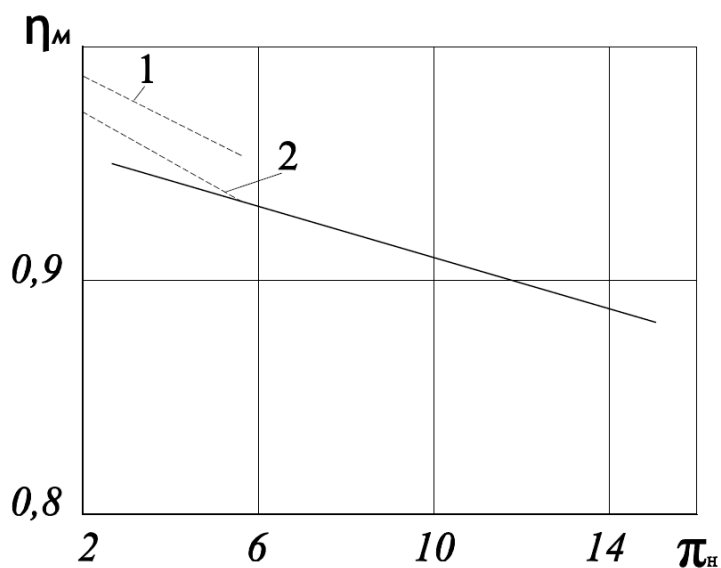


Рис. 6. Зависимость механического КПД η_m от π_n . Окружные скорости для ВМК и ВКС различные, близкие к оптимальным:
 ----- для ВМК; - - - для ВКС; 1 – для крупных машин;
 2 – для малых машин

По эффективной мощности, потребляемой компрессором, с учетом запаса 5–10 % подбирают электродвигатель. Для этого необходимо определить режим, при котором компрессор имеет максимальную мощность, что, однако, мы здесь опустим.

Теоретический холодильный коэффициент

$$\varepsilon_T = q_0 / l_s = 173,1/37,7 = 4,6.$$

Действительный холодильный коэффициент

$$\varepsilon_e = Q_0 / N_e = 456,1/126,7 = 3,6.$$

Расход масла впрыскиваемого в ВМК, зависит от схемы масляной системы компрессора.

В том случае, когда масло из подшипников и уплотнений поступает во всасывающие полости компрессора и оказывает влияние на его рабочие процессы, количество теплоты Q_m определяется следующим образом:

$$Q_m = [N_e - G_a \cdot (h_{2m} - h_1)] / (1 + \alpha),$$

где α - коэффициент, учитывающий отвод теплоты компрессора во внешнюю среду. По некоторым оценкам $\alpha \approx 0,04 \div 0,08$.

Энтальпию рабочего вещества после сжатия в ВМК h_{2m} можно найти по диаграмме $h-p$ по положению точки 2м (рис. 1), которое для ВМК принимаем в пределах 333–363 К (60–90 °С). Приняв температуру в точке 2м цикла равной 333 К (60 °С), получим $h_{2m} = 739,8$ кДж/кг.

Тогда

$$Q_m = [129,2 - 2,635 \cdot (739,8 - 709,6)] / (1 + 0,06) = 46,7 \text{ кВт}.$$

Найденное по этой формуле количество теплоты включает теплоту, отводимую от рабочего вещества для обеспечения процесса 1–2м (см. рис. 1), а также теплоту механических потерь.

Объемный расход масла, подаваемого в компрессор

$$V_m = Q_m / (\Delta t_m \cdot C_m \cdot \rho_m),$$

где $C_m = 2,2$ кДж/(кг·К) – теплоемкость масла; $\rho_m = 0,83 \cdot 10^3$ кг/м³ – средняя плотность масла; Δt_m – разность температур масла, выходящего из компрессора и поступающего в него. Оптимальная температура масла на входе в компрессор обычно находится в интервале $30 \div 40^\circ\text{C}$. Повышение температуры масла в компрессоре принимает-ся $\Delta t_m = 20 \div 40^\circ\text{C}$.

В рассматриваемом примере выбрано масло ХС-40. Для Аммиачных винтовых компрессоров рекомендуется применять масло ХА-30 [6].

Принимаем температуру масла $t_m = 60^\circ\text{C}$. По табл. 2 определяем величину теплоемкости и плотности масла: $C_m = 2,2$ кДж/(кг·К), $\rho_m = 0,86 \cdot 10^3$ кг/м³

Таблица 2

Величины теплоемкости и плотности масла

$t, ^\circ\text{C}$	$c_m, \text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$		$\rho_m, \text{кг}/\text{м}^3$	
	ХА-30	ХС-40	ХА-30	ХС-40
0	1,844	2,008	893,9	857
10	1,879	2,041	887,8	851,1
20	1,914	2,073	881,6	844,3
30	1,949	2,106	875,4	839
40	1,984	2,139	869,3	833
50	2,019	2,172	863,1	827
60	2,054	2,204	857	821
70	2,089	2,237	850,8	815
80	2,125	2,270	844,6	-
90	2,160	2,302	836,5'	-
100	2,196	2,335	832,3	-

Общий расход масла, циркулирующего в ВМК, включает, кроме найденного, так же масло, подаваемое на другие возможные нужды компрессора.

Объемный расход масла, подаваемого в компрессор (с учетом запаса)

$$V_M = 46,7 / (20 \cdot 2,2 \cdot 0,86 \cdot 10^3) \cdot 1,15 = 0,00142 \text{ м}^3/\text{с} = 1,42 \text{ л/с}.$$

Массовый расход масла

$$G_M = V_M \cdot \rho_M = 1,42 \cdot 0,86 = 1,22 \text{ кг/с}.$$

Относительный массовый расход масла

$$q_M = G_M / G_a = 1,22 / 2,635 = 0,463 \text{ кг/кг}.$$

Полученный результат близок к рекомендуемому значению относительного массового расхода (кг масла/кг холодильного агента), который определяется по экспериментальным кривым на рис. 7.

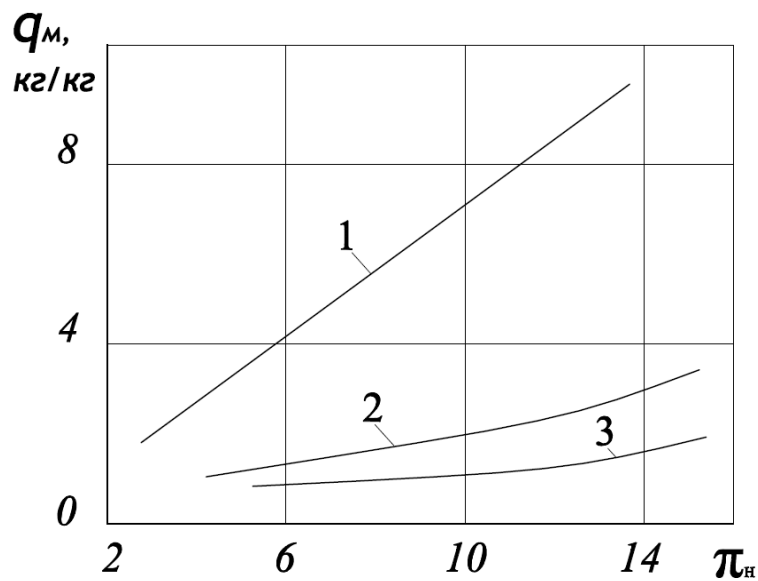


Рис. 7. Зависимость относительного массового расхода q_M масла ХА-30 от π_n :
1 — R717; 2 — R22; 3 — R134a

2. Конструктивный расчет холодильного винтового компрессора

В результате конструктивного расчета холодильного винтового компрессора определяют основные размеры рабочей части компрессора; характерные углы винтов; угол окна всасывания ведомого винта; угол увеличения окна всасывания ведомого винта (угол перекрытия) для использования газодинамического наддува; угол окна всасывания ведущего винта; угол сжатия; угол окна нагнетания ведущего и ведомого винта.

Пример теплового расчета холодильного винтового маслозаполненного компрессора для холодильной машины с регенеративным теплообменником.

Определяющим размером рабочей части винтового компрессора является внешний диаметр винта D_1 . Его значение было найдено выше.

Длина винта – нарезанной части ротора $l_g = K_l \cdot D_1 = 1,35 \cdot 0,2 = 0,27 \text{ м} = 270 \text{ мм}$.

Основные размерные параметры винтов типоразмерного ряда можно найти из Приложения.

Номинальные размеры основных параметров могут быть определены по формулам, представленным в работе [7].

Число зубьев (впадин) ведущего и ведомого винтов $z_1 = 4$, $z_2 = 6$. Передаточное число $i_{12} = z_2/z_1 = 6/4 = 1,5$. Так как $n_1 = 49 \text{ С}^{-1} = 2940 \text{ об/мин}$, то частота вращения ВМ винта $n_2 = 32,7 \text{ С}^{-1} = 1960 \text{ об/мин}$. Передаточное отношение $i_{21} = 1/i_{12} = 2/3$.

Межосевое расстояние, т. е. расстояние между осями ВЩ и ВМ винтов, согласно Приложению равно $A = 0,8 \cdot D_1 = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ мм}$.

Диаметры начальных окружностей ВЩ и ВМ винтов соответственно (рис. 8)

$$d_{1H} = \frac{2A}{1+i_{12}} = \frac{2 \cdot A}{1+1,5} = 128 \text{ мм}, \quad d_{2H} = i_{12} \cdot d_{1H} = 1,5 \cdot 128 = 192 \text{ мм}.$$

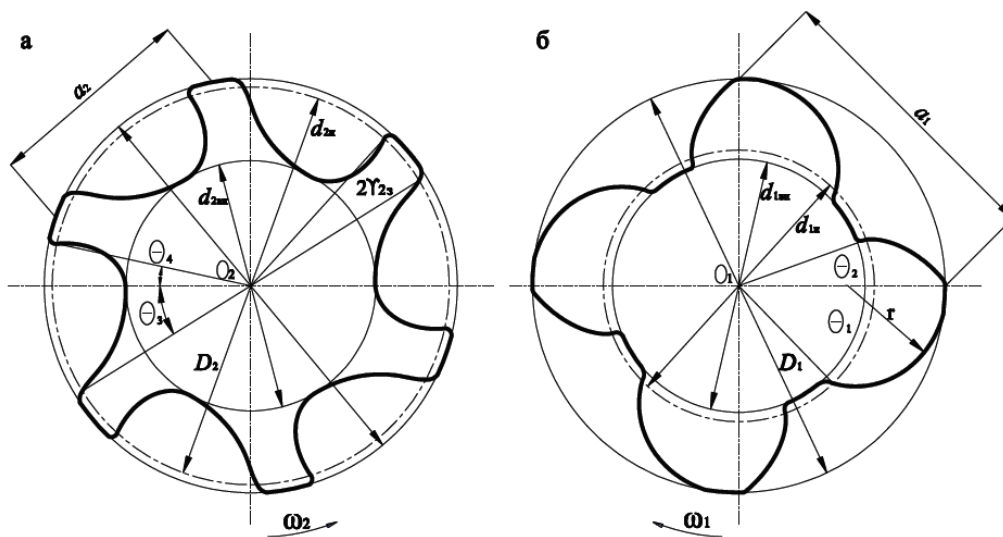


Рис. 8. Торцевые сечения ВЦ (а) и ВМ (б) винтов типоразмерного ряда с зубом ассиметричного профиля:

$$\theta_1 = 42,37^\circ; \theta_2 = 19,71^\circ; \theta_3 = 28,24^\circ; \\ \theta_4 = 13,14^\circ; 2\gamma_{23} = 18,61^\circ$$

Высота ножки (головки) зуба ведущего (ведомого) винта $r_0 = 0,02 \cdot D_1 = 0,02 \cdot 200 = 4$ мм.

Центральные углы ведущего винта (рис. 8): $\theta_1 = 42,37^\circ; \theta_2 = 19,71^\circ$.

Центральные углы ведомого винта: $\theta_3 = 28,24^\circ; \theta_4 = 13,14^\circ; 2\gamma_{23} = 18,61^\circ$

Ход винтовой линии ВЦ винта – расстояние по образующей между двумя одноименными точками одной и той же винтовой линии на ведущем винте при указанных значениях β_H согласно Приложению ($K_1 = 1,35$) $h_1 = 1,6 \cdot D_1 = 1,6 \cdot 200 = 320$ мм. Ход винтовой линии ВМ винта $h_2 = i_{12} \cdot h_1 = 1,5 \cdot 320 = 480$ мм. Ход винтовых линий на цилиндре любого диаметра одного и того же винта является величиной постоянной.

Угол наклона винтовой линии на начальных цилиндрах винтов – угол между образующей цилиндра диаметром d_{1H} (d_{2H}) и касательной к винтовой линии на этом же диаметре:

$$\beta_H = \arctg \frac{\pi d_{1H}}{h_1} = \arctg \frac{\pi d_{2H}}{h_2} = \arctg \frac{3,14 \cdot 128}{320} = 51,79^\circ.$$

Угол закрутки ВЩ винта $\tau_{13} = 2\pi l_g / h_1 = 360 \cdot 270 / 320 = 303,75^0$.
 Угол закрутки ВМ винта $\tau_{23} = i_{21} \cdot \tau_1 = (2/3) \cdot 303,75 = 202,5^0$. Пре-
 дельный угол закрутки ВЩ винта

$$\tau_{1np} = 2\pi \frac{z_1 - 1}{z_1} - (\beta_{01} + \alpha_{01}) = 360 \cdot 3/4 - (34,5 + 11,8) = 223,7^0 \quad (1)$$

Угол начала сжатия β_{01} – угол заключенный между линией цен-
 тров O_1O_2 и лучом, проведенным через вершину зуба ВЩ винта и
 центр ВЩ винта O_1 в положение начала сжатия пара в парной полос-
 ти (точнее, заполнения зубом ведомого винта впадины ведущего вин-
 та у торца всасывания) (рис. 9, а). Согласно теореме косинусов из
 треугольника O_1O_2H' имеем

$$\beta_{01} = \arccos \frac{A^2 + R_1^2 - r_{2H}^2}{2AR_1} = \frac{0,16^2 + 0,1^2 - 0,096^2}{2 \cdot 0,16 \cdot 0,1} = 34,5^0.$$

Угол полного освобождения впадины ВЩ винта от зуба ВМ
 винта у торца нагнетания α_{01} – угол между линией центров и лучом,
 проведенным через центр ВМ винта O_2 и точку H' пересечения на-
 чальной окружности ВМ винта d_{2H} с внешней окружностью ВЩ вин-
 та D_1 (рис. 9, б).

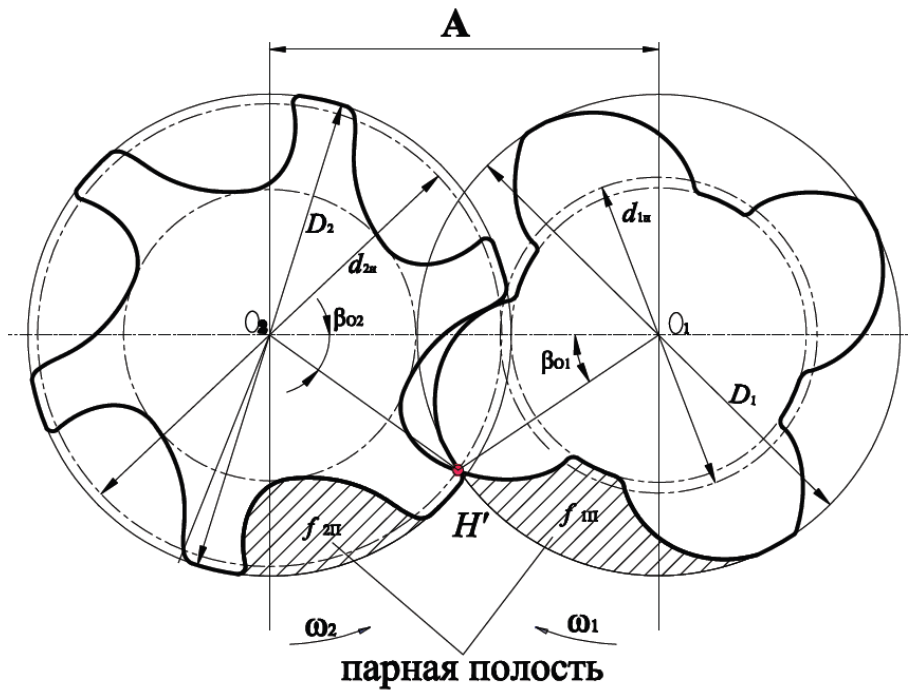
$$\alpha_{01} = i_{12}(\beta_{02} - \theta_3),$$

где β_{02} угол заключенный между линией центров и лучом, прове-
 денным через центр ВМ винта O_2 и точку H' пересечения начальной
 окружности ВМ винта и внешней окружностью ВЩ Согласно теоре-
 ме косинусов из треугольника O_1O_2H' имеем

$$\beta_{02} = \arccos \frac{A^2 + r_{2H}^2 - R_1^2}{2Ar_{2H}} = \frac{0,16^2 + 0,096^2 - 0,1^2}{2 \cdot 0,16 \cdot 0,096} = 36,1^0.$$

$$\alpha_{01} = i_{12}(\beta_{02} - \theta_3) = 1,5 \cdot (36,1 - 28,2) = 11,8^0.$$

а



б

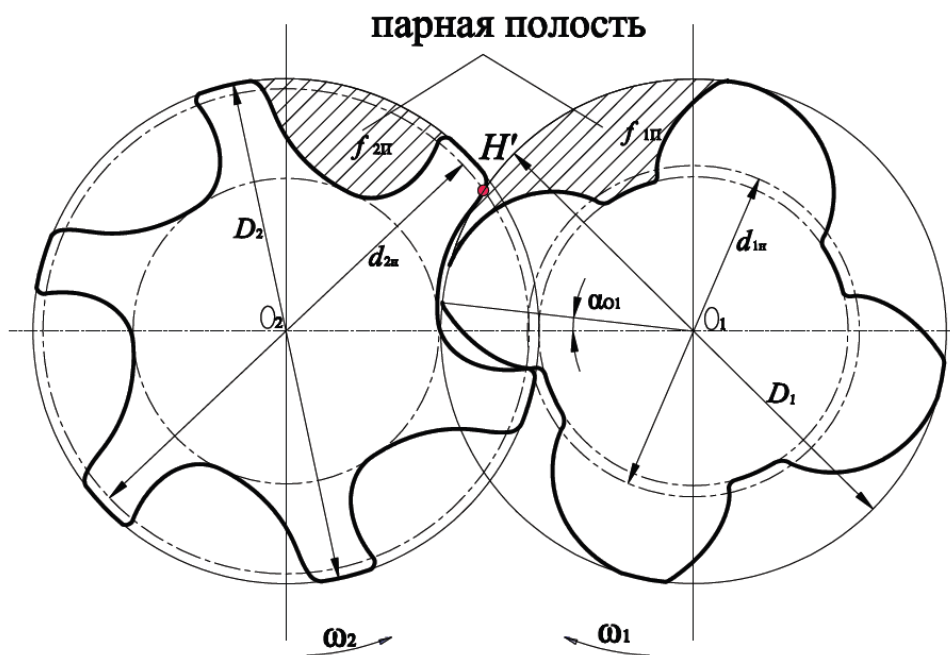


Рис. 9. Положение зубьев винтов в момент:
а – начала заполнения зубом ВМ винта впадины ВЩ винта (вид на торец всасывания); б – полного освобождения впадины ВЩ винта от зуба ВМ винта (вид на торец нагнетания)

Определим центральные углы окон всасывания (рис. 10).

При $\tau_{13} > \tau_{1np}$ угол окна всасывания ведущего винта $\alpha_{1в} = 0,5\tau_{13} + \pi(z_1 - 1)/z_1 - \phi_{01} - \alpha_{01} \geq 2 = 0,5 \cdot 303,75 + 180 \cdot (4 - 1)/4 - 34,5 - 11,8 / 2 = 275,5^\circ$.

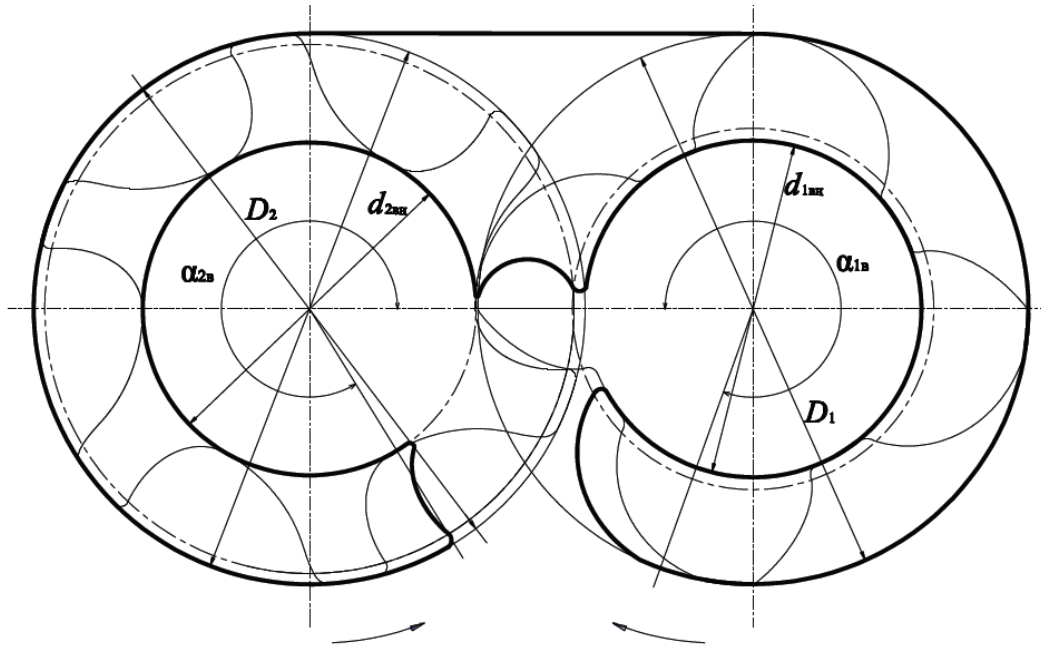


Рис. 10. Окно всасывания. Контуры окна всасывания выделены жирной линией

Центральный угол окна всасывания ВМ винта

$$\alpha_{2в} = \alpha'_{2в} + \Delta\alpha_{2в},$$

где $\alpha'_{2в} = i_{21} \cdot \alpha_{1в} + \theta_3 + 2\gamma_{2з} = 4/3 \cdot 275,5 + 28,2 + 18,6 = 230,5^\circ$. $\Delta\alpha_{2в}$ – угол перекрытия, обусловленный газодинамическим наддувом.

$$\Delta\alpha_{2в} \approx \frac{2\pi l_{2у} n_2}{\alpha_1 - C_{a.ср}},$$

где частота вращения ВМ винта $n_2 = i_{21} \cdot n_1 = (2/3) \cdot 49 = 32,7 \text{ с}^{-1}$; средний диаметр впадины ВМ винта $d_{2ср} = 0,5 \cdot (D_2 + d_{2вн}) = 0,16 \text{ м}$; угол наклона

винтовой линии на цилиндре диаметра d_{2cp} $\beta_{2cp} = \arctg(\pi d_{2cp}/h_2) = \arctg(3,14 \cdot 0,16/0,48) = 46,3^0$;

длина канала ВМ винта на среднем диаметре $l_{2ц} = l_b/\cos\beta_{2cp} = 0,27/\cos 46,3^0 = 0,39$ м.

Пренебрегая влиянием масла, содержащегося в перегретом паре холодильного агента, местную скорость звука можно найти по формуле

$$\alpha_1 \approx \sqrt{k p_1 v_1} = \sqrt{1,16 \cdot 0,297 \cdot 10^6 \cdot 0,083} = 169,1 \text{ м/с},$$

где $k=1,16$ – показатель изоэнтропы.

Средняя скорость движения пара в полости винта в период ее заполнения $C_{a,cp} \approx 2\pi l_b n_2 \lambda / \alpha'_{2e} = 360 \cdot 0,27 \cdot 32,7 \cdot 0,9 / 230,5 = 12,4$ м/с.

Угол перекрытия

$$\Delta\alpha_{2e} = \frac{360 \cdot 0,39 \cdot 32,7}{169,1 - 12,4} = 29,4^0.$$

Таким образом, угол окна всасывания ведомого винта составит

$$\alpha_{2e} = 230,5 + 29,4 = 259,5^0.$$

Для расчета окна нагнетания необходимо сначала определить угол сжатия φ_{1c} .

Величина заполненного объёма парной полости

$$W_3 = W_0 - W_{II} / \varepsilon_{II} = l_b (f_{1II} + f_{2II}) - W_{II} / \varepsilon_{II} = 27 \cdot (27,77 + 19,88) - 1236/2,6 = 811,2 \text{ см}^3.$$

$$W_3 / D_1^3 \cdot 10^3 = 811,2 / 20^3 \cdot 10^3 = 101,4.$$

По графику $\varphi_{1c} = f \left[W_3 / D_1^3 \cdot 10^3 \right]$ (рис. 11) находим $\varphi_{1c} = 252^0$.

Угол окна нагнетания ВЦ винта (рис. 12)

$$\alpha_{1H} = \tau_{13} - \varphi_{1c} + \beta_{01} = 303,8 - 252 + 34,5 = 86,3^0.$$

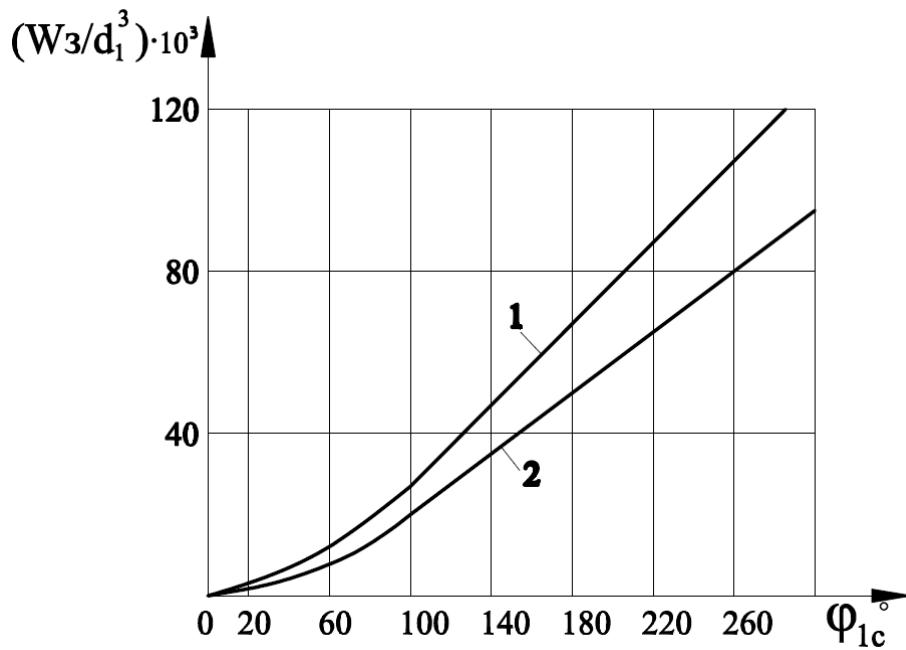


Рис. 11. Изменение заполненного объема парной полости в зависимости от угла поворота ВЩ винта $W_3 = f(\phi_{1c})$

(от начала заполнения объема полости):

$$1 - h_1 = 1,6D_1; \beta_H = 51,79^0; l_B = 1,35D_1; 1,5D_1;$$

$$2 - h_1 = 1,2D_1; \beta_H = 59,17^0; l_B = 0,9D_1; 1,0D_1$$

Для ВМ винта

$$\alpha_{2H} = i_{21}\alpha_{1H} + \theta_4 + 2\gamma_{23} = (2/3) \cdot 86,3 + 13,1 + 18,6 = 89,2^0.$$

Форма окна нагнетания показана на рис. 12.

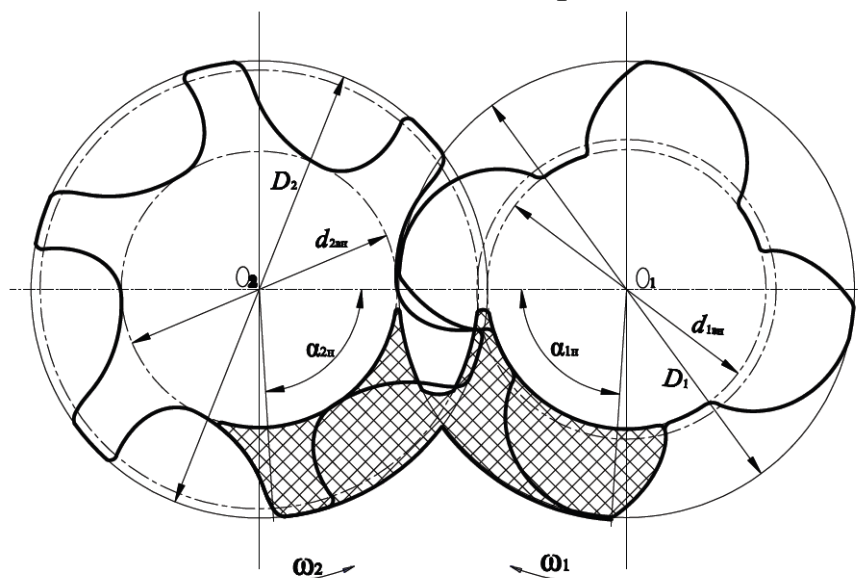


Рис. 12. Окно нагнетания. Проекция на торцевую плоскость

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Амосов П.К.** и др. Винтовые компрессорные машины: Справ. – Л.: Машиностроение, 1977. – 254 с.
2. **Канышев Г.А., Чистяков Ф.М.** Влияние свойств масел на энергетические характеристики фреоновых маслозаполненных винтовых компрессоров // Холодильная техника. 1980. № 7. С. 6–10.
3. **Носков А.Н., Сакун И.А., Пекарев В.И.** Исследование рабочего процесса холодильного винтового компрессора сухого сжатия // Холодильная техника. 1985. № 6. С. 20–24.
4. **Сакун И.А.** Винтовые компрессоры: Основы теории, методы расчета, конструкции. – М.; Л.: Машиностроение, 1970. – 400 с.
5. Судовые машины, установки, устройства и системы / В.М. Харин, О.Н. Занько, Б.Г. Декин, В.Т. Писклов. – М.: Транслит, 2010. – 648 с.
6. Холодильные компрессоры / А.В. Быков, Э.М. Бежанишвили, И.М. Калнинь и др.; Под ред. А.В. Быкова. – М.: Колос, 1992. – 304 с.
7. Холодильные машины: Учеб. / Под ред. Л. С. Тимофеевского. – СПб.: Политехника, 2006. – 944 с.: ил.
8. Boldvig, v. and Villadsen, V. A Balanced View Reciprocating and Screw Compressor Efficiencies (1980). International Engineering Conference. Paper 350. <http://docs.lib.purdue.edu/icec/350>
9. Douglas T. Reindl, Todd B. Jekel, Screw Compressors: Selection Considerations for Efficient Operation (2002) Industrial Refrigeration Consortium University of Wisconsin-Madison. <http://www.irc.wisc.edu/>
10. Manual SCV-Series N200VMD-HE “MAYEKAWA MFG. CO. LTD. (MYCOM)” (2003)
11. <http://www.compressormash.ru>
12. <http://www.mycomr.ru>

ПРИЛОЖЕНИЕ

Некоторые данные типоразмерного ряда винтов с асимметричным профилем зубьев СКБК (номинальные размеры)

Параметр	Внешний диаметр ВЩ винта D_1 , мм ($D_2 = D_1$)									
	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630
d_{1H} , мм	51,2	64	80	102,4	128	160	201,6	256	320	403,2
d_{2H} , мм	76,8	96	120	153,6	192	240	302,4	384	480	604,8
A , мм	64	80	100	128	160	200	252	320	400	504
$d_{1BH}=d_{2BH}$, мм	48	60	75	96	120	150	189	240	300	378
a , мм	14,4	18	22,5	28,8	36	45	56,7	72	90	113,4
r , мм	17,6	22	27,5	35,2	44	55	69,3	88	110	138,6
r_0 , мм	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3	8	10	12,6
$f_{1П}$, см ²	4,44	6,94	10,85	17,77	27,77	43,39	68,89	111,09	173,57	275,57
$f_{2П}$, см ²	3,18	4,97	7,76	12,12	19,88	31,06	49,31	79,51	124,23	197,23
W_{II} при l_B , см ²										
0,9 D_1	54,2	106	207	434	848	1656	3313	6784	13250	26505
1,0 D_1	58,6	114,4	223	468	915	1787	3575	7320	14297	28600
1,35 D_1	79,1	154	301,8	632,8	1236	2414	4829	9688	19312	38612
1,5 D_1	85,4	166,9	325,9	683,5	1335	2607,4	5215,8	10680	20859	41726

Примечания. Параметры: 1) $Z_1=4$, $Z_2=6$; 2) $\beta_H = 59,17^\circ$, $\tau_{13} = 270$ и 300° при l_B соответственно 0,9 D_1 и 1,0 D_1 , $h_1 = ,2D_1$; 3) $\beta_H = 51,79^\circ$, $\tau_{13} = 304^\circ$ и $\tau_{13} = 337,5^\circ$ при l_B соответственно 1,35 D_1 и 1,5 D_1 , $h_1 = 1,6D_1$.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1. Тепловой расчет холодильного винтового компрессора	8
2. Конструктивный расчет холодильного винтового компрессора	21
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	28
ПРИЛОЖЕНИЕ	29

Носков Анатолий Николаевич

ТЕПЛОВОЙ И КОНСТРУКТИВНЫЙ РАСЧЕТ ХОЛОДИЛЬНОГО ВИНТОВОГО КОМПРЕССОРА

Учебно-методическое пособие

Ответственный редактор
Т.Г. Смирнова

Титульный редактор
Т.В. Белянкина

Компьютерная верстка
Н.В. Гуральник

Дизайн обложки
Н.А. Потехина

Печатается
в авторской редакции

Подписано в печать 21.12.2015. Формат 60×84 1/16
Усл. печ. л. 1,86. Печ. л. 2,0. Уч.-изд. л. 1,81
Тираж 50 экз. Заказ № С 94

Университет ИТМО. 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Издательско-информационный комплекс
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9

