

М 311794
МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшее
техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

АЛЕВИН Владимир Иванович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИНТОВОГО МАСЛОЗАПОЛНЕННОГО
ВАКУУМ-КОМПРЕССОРА
(Специальность 05.04.06. - ВАКУУМНАЯ ТЕХНИКА)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва

1977

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московские

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшее
техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

АЛЕШИН Владимир Иванович

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИНТОВОГО МАСЛОЗАПОЛНЕННОГО
ВАКУУМ-КОМПРЕССОРА
(Специальность 05.04.06. - ВАКУУМНАЯ ТЕХНИКА)

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1311794

Алешин В.И. Исследование в

Москва

1977

шарик
МЗ11794
МЗ11794

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена
Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени
Н.Э.Баумана

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Лубенец В.Д.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Петражицкий Г.Б.
кандидат технических наук, доцент Прилучий И.К.

Ведущее предприятие - указано в решении
специализированного Совета.

Защита состоится " " _____ 1977 г. на
заседании специализированного Совета по гидравлическим,
холодильным, криогенным и вакуумным машинам и аппаратам
Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшего технического училища имени Н.Э.Баумана по адресу:
107005, г.Москва, 2-я Бауманская ул., дом 5.

Вопи отзывы в 2-х экземплярах, заверенные печатью,
просьба выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ
им. Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан " " _____ 1977 г.

Ученый секретарь специализированного
Совета, кандидат технических наук, доцент

/ Козлов В.Н. /

И-79368 Подл.к печ.31.1.77.Объем I п.л.Тип МВТУ.Зак. 304 Т.100



ВВЕДЕНИЕ

Актуальность проблемы. Широкое распространение вакуума в технологических процессах общего и специального назначения ограничивается в настоящее время сравнительно невысокими производительностями форвакуумной ступени вакуумных установок и отсутствием высокопроизводительных вакуумных насосов для низкого и среднего вакуума.

В этой связи привлекают внимание высокопроизводительные винтовые машины. Использование винтовых маслозаполненных машин позволяет получать более низкий вакуум по сравнению с машинами сухого сжатия. Поэтому исследование работы винтовой маслозаполненной машины в качестве вакуум-компрессора является актуальным.

Существующие трудности при расчете винтовых маслозаполненных машин связаны с отсутствием инженерной методики расчета расхода газа через уплотненные жидкостью щелевые каналы. Это вызвано тем, что вопросы течения бинарных гетерогенных смесей через щели изучены недостаточно. Используемые в настоящее время методики расчета коэффициента утечек винтовых машин не учитывают неустановившееся движение газа и ограничены в использовании при расчетах малых расходов газа, т.е. при малых числах Рейнольдса. Поэтому создание методики расчета расхода газа через уплотненные жидкостью щелевые каналы с учетом неустановившегося движения газа является актуальной задачей.

Цели работы. Исследование целесообразности использования и работоспособности винтовой маслозаполненной машины в качестве вакуум-компрессора. Создание методики расчета расхода газа через уплотненные жидкостью щелевые каналы с учетом неустановившегося движения газа (коэффициента утечек винтовых маслозаполненных машин).

Методы исследования. В работе использованы методы теоретического анализа и экспериментального исследования.

Научная новизна. Разработана методика обработки экспериментальных данных по исследованию бинарных гетерогенных смесей, позволяющая получать однозначную связь безразмерных коэффициентов независимо ни от геометрических форм и высот щелевых каналов, ни от количества и физических свойств компонентов бинарной смеси. Разработана методика по расчету

расхода газа через уплотненные жидкостью щелевые каналы с учетом неустановившегося движения газа.

Практическая ценность. Доказана целесообразность использования винтового маслозаполненного вакуум-компрессора на низком вакууме, определены области применения по производительности и создаваемому вакууму винтовых вакуум-компрессоров. Создана методика расчета расхода газа, которая позволяет инженерными методами определять коэффициент откачки (подачи) винтовых маслозаполненных машин; позволяет производить теоретический анализ возможностей машины при использовании ее на других эксплуатационных режимах (сжатие различных газов, другие уплотняющие жидкости, другие профили винтов) без экспериментального исследования.

Апробация работы. Материалы исследования доложены на конференциях в объеме трех докладов и на технических семинарах кафедры "Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты" МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Объем работы. Диссертация изложена на 141 странице машинописного текста, включающих введение, четыре главы и основные выводы работы. Содержит 9 таблиц и 69 рисунков; библиография включает 94 наименования.

В первой главе проведен обзор и анализ научно-исследовательских работ, посвященных исследованию винтовых машин и методик их расчета, а также исследованию течения газа и бинарных гетерогенных смесей через микрощелевые каналы при установившемся и неустановившемся движении.

При обзоре литературных источников не обнаружено расчетных зависимостей для расчета винтовых вакуум-компрессоров, предлагается при их расчете принять за основу методики, используемые при расчете винтовых компрессорных машин. При конструктивном расчете предлагается использовать рекомендации Сакуна; при расчете эффективной мощности - рекомендации Сидора; при расчете коэффициента утечек и коэффициента откачки - рекомендации Сакуна и Лубенца.

Показано, что основными объемными потерями в винтовых вакуум-компрессорах, как и в винтовых компрессорных машинах, являются потери от утечек во всасывающую полость. С уменьшением давления всасывания влияние утечек сказывается на действительную

производительность вакуум-компрессора сильнее, чем на производительность компрессора, поэтому предлагается использовать в качестве вакуум-компрессоров винтовые маслозаполненные машины, впрыск жидкости в рабочую полость которых служит для снижения утечек.

При расчете машин основное внимание уделяют расчету утечек газа во всасывающую полость. Исследованию течения газа через щелевые каналы посвящены работы Эгли, Захаренко, Богачевой, Тарасова и др. Наиболее широко известна методика Сакуна, в которой автор на основе обобщения большого количества экспериментальных данных по исследованию установившегося течения газа через сухие щелевые каналы различной геометрии предлагает определять расход газа методом итераций с использованием расчетных и графических зависимостей. Автором указывается, что в реальных машинах характер движения газа неустановившийся и это приводит к увеличению его расхода через щели (Станюкович). Однако, это увеличение расхода компенсируется его уменьшением от встречного движения стенок щелевого канала и потока газа, которое наблюдается в винтовых машинах (Гинзбург). Опыт использования методики Сакуна при расчетах вакуумных машин показал на ограниченные ее возможности при расчетах расхода газа при малых числах Рейнольдса.

Неустановившееся движение газа и жидкости исследовалось рядом авторов (Зотов, Станюкович, Деккер, Чанг, и др.), при этом практически все авторы получили результаты по расходу газа при неустановившемся движении отличные от расхода при установившемся. Обобщение результатов исследования Хохлова показывает на независимость расхода газа от частоты пульсации давления в трубопроводах.

Исследованию течения бинарной гетерогенной смеси через щелевые каналы посвящены работы Секуновой, Уоллиса и др., однако отсутствие инженерной методики расчета расхода газа через уплотненные жидкостью щелевые каналы не позволяет расчетным путем определять коэффициент утечек или в общем случае коэффициент подачи винтовой маслозаполненной машины.

Все вышесказанное определило цели исследования.

Во второй главе приводятся результаты исследования вин-

тогового маслозаполненного вакуум-компрессора.

Экспериментальному исследованию подвергался винтовой компрессор производительностью $15 \text{ м}^3/\text{мин}$, с диаметром винтов $0,2 \text{ м}$, с окружным профилем зубьев. Снятие внешних характеристик проводилось при установившемся тепловом режиме в вакуумном кольце. Установка вакуум-компрессора в вакуумном кольце позволила производить исследование его работы при различных давлениях нагнетания ($P_n = 30 + 760 \text{ мм рт. ст.}$). Установка дополнительного маслонасоса и распределительных коммуникаций позволила регулировать количество масла, впрыскиваемого в рабочую полость в диапазоне $0 + 60 \text{ л/мин}$. Привод, в качестве которого использовался двигатель постоянного тока, переоборудованный под мотор-весы, позволял изменять окружную скорость ведущего винта в диапазоне $0 + 40 \text{ м/с}$.

Для измерения действительной производительности использовались диафрагмы и газовые счетчики. Количество впрыскиваемого масла измерялось расходомерами объемного типа. Температура в конце процесса всасывания измерялась хромель-капельной термомпарой; давление в конце процесса всасывания — приемником полного давления, изготовленного согласно рекомендаций. Давление всасывания и нагнетания, перепад давлений на диафрагме измерялись с помощью U-образных манометров.

Эксперимент показал, что при окружной скорости $31,4 \text{ м/с}$ и количестве впрыскиваемого масла 40 л/мин в эксгаузерном режиме остаточное давление, создаваемое вакуум-компрессором, составило $2,6 \text{ мм рт. ст.}$, что ниже известных результатов. Удельная мощность ($\eta_e = 1,7 \div 2 \text{ кВт/м}^3/\text{мин}$) увеличивается при увеличении окружной скорости, что связано с увеличением мощности на проталкивание масла через вакуум-компрессор и на трение винтов о масловоздушную смесь. Коэффициент подогрева в зависимости от окружной скорости и изменения давления всасывания изменялся в диапазоне $\lambda_T = 0,95 \div 0,98$. Экспериментом не было обнаружено зависимости коэффициента дросселирования от окружной скорости винтов; по абсолютной величине коэффициент дросселирования изменялся в диапазоне $\lambda_{др} = 0,98 \div 0,99$.

При исследовании влияния количества впрыскиваемого масла на внешние характеристики вакуум-компрессора температура впрыскиваемого масла поддерживалась постоянной и равной 25°C .

Изменение количества впрыскиваемого в рабочую полость масла в диапазоне 0+40 л/мин при окружной скорости ведущего винта 20,95 м/с позволило увеличить предельное отношение давлений со 134,4 до 246,2 ; при полностью открытом всасывающем вентиле коэффициент откачки λ увеличился с 0,79 до 0,84 ; удельная мощность при этом увеличилась на 13,2%. Коэффициенты дросселирования и подогрева при этих условиях изменялись в диапазоне: $\lambda_{гр} = 0,98-0,99$; $\lambda_r = 0,91-0,98$.

Анализ полученных данных позволяет утверждать, что количество впрыскиваемого масла должно определяться в основном из условия уплотнения щелей и в меньшей степени из условия снижения температуры откачиваемого газа. Это является отличительной особенностью по отношению к винтовым маслозаполненным компрессорам. Для достижения минимальных затрат удельной мощности количество впрыскиваемого масла должно быть переменным в зависимости от давления всасывания.

При исследовании вакуум-компрессора в вакуумном режиме ($P_H = 76$ мм рт. ст.) коэффициент откачки несколько увеличился, а затраты удельной мощности оказались ниже, чем в эаугаустерном режиме и составляют 60 ± 70 % последних.

При определении оптимальной окружной скорости винтов в зависимости от минимальных затрат удельной мощности эксперимент показал, что оптимальной скоростью является $U_1 = 10 \pm 12$ м/с. Однако, незначительное снижение удельной мощности (до 10 %) по сравнению с окружной скоростью $U_1 = 31,4$ м/с приводит к значительному увеличению (в 2 раза) массогабаритных показателей винтового вакуум-компрессора при условии сохранения исходной производительности. В связи с этим оптимальной окружной скоростью винтов винтового маслозаполненного вакуум-компрессора рекомендуется считать величину $U_1 = 40 \pm 60$ м/с , т.е. как и у винтовых маслозаполненных компрессоров.

Используя результаты настоящего исследования, а также справочные данные было проведено сопоставление современных механических вакуумных насосов с винтовыми машинами, работающими в качестве вакуум-компрессоров. Анализ результатов позволил сделать вывод о целесообразности применения винтовых вакуум-компрессоров, определило области их применения

по производительности ($50 + 500 \text{ м}^3/\text{мин}$) и создаваемому вакууму (сухие до $P_{\text{ост}} \approx 100 \text{ мм рт. ст.}$, маслозаполненные при $P_{\text{ост}} < 100 \text{ мм рт.ст.}$) .

Теоретическое исследование коэффициента откачки и анализ его составляющих на основе термодинамики тела переменной массы по отношению к винтовому маслозаполненному вакуум-компрессору с окружным профилем зубьев позволило представить его в виде

$$\lambda = (1 - \lambda'_{\text{ут}}) \cdot \lambda_{\text{др}} \cdot \lambda_{\text{т}} ;$$

где $\lambda'_{\text{ут}}$ - коэффициент, учитывающий утечки газа; $\lambda_{\text{др}}$ - коэффициент дросселирования ; $\lambda_{\text{т}}$ - коэффициент подогрева.

В третьей главе приводится материал по исследованию течения газа и бинарных гетерогенных смесей через микрощелевые каналы.

Течение газа и бинарных смесей через каналы при установившемся движении. Приводятся задачи и программа исследования, описание работы экспериментального стенда для продувки микрощелевых каналов. Обоснован выбор щелевых каналов, согласно классификации уплотняющих кромок в винтовых машинах (Сакун). Всего было исследовано 10 щелевых каналов различной геометрии , как плоских, так и с различной кривизной стенок. Вставки, имитирующие щелевые каналы изготавливались из алюминия АД-9 с чистой поверхности по 5-6 классу. Высота щелевых каналов изменялась в диапазоне

$\delta = 0,05 + 0,5 \text{ мм}$, ширина каналов по фронту была равна 78,5 мм.

Воздух из камеры после щелевого канала откачивался вакуумным насосом. В качестве измерительного устройства использовались газовый счетчик и измерительное сопло.

Жидкая фаза подавалась из маслобака через регулируемый вентиль, измерительное устройство и специальный распределитель , который подавал жидкость в поток воздуха перед щелевым каналом , равномерно распределяя его по всей ширине канала. В качестве жидкой фазы использовались масла : вакуумное ВМ-4 и трансформаторное, вязкость которых отличалась на порядок. Эксперимент проводился без теплоизоляции установки при температуре лаборатории.

Анализ результатов экспериментального исследования при течении газа через сухие щели позволяет сделать выводы:

1. полученные данные показывают, что величина критического отношения давлений не является постоянной и одинаковой для всех типов щелей и тем меньше, чем больше глубина дросселирования и меньше высота щелевого канала; в результате обобщения полученных данных получена графическая зависимость

$$\beta_{кр} = f\left(\frac{2\delta}{b}\right) \text{ для плоских щелевых каналов;}$$

2. удельные расходные характеристики $q = f(\delta)$ в закритической области течения имеют экстремальные значения, что позволяет давать рекомендации по назначению высот щелевых каналов в реальных машинах;

3. коэффициент расхода щелевых каналов носит сложный характер; резко возрастаю в докритической области, он затем снижается и достигает при критическом истечении определенной величины, остающейся постоянной и в закритической области истечения.

Представив результаты исследования в виде коэффициентов K_p , C_d и параметра сопротивления S графическая зависимость $K_p = f(S)$ была получена при параметре сопротивления $S = 35 \div 1000$, т.е. в области, которая до настоящего времени не была исследована; была уточнена и расширена зависимость $C_d = f(Re)$, что позволяет производить расчеты расхода газа при малых числах Рейнольдса, т.е. при расчете вакуумных машин.

Анализ результатов исследования течения бинарных гетерогенных смесей через микрощелевые каналы показал:

1. даже незначительное количество жидкого компонента в потоке существенно снижает расход газа через канал;

2. для равноценного уплотнения одного и того же канала жидкого компонента, имеющего более низкую вязкость, требуется больше;

3. критическое отношение давлений по мере увеличения количества жидкого компонента в бинарной смеси уменьшается;

4. при увеличении количества жидкого компонента в смеси снижается величина коэффициента расхода, причем значительно снижается его всплеск в докритической области, это очень важно, так как приводит к снижению утечек газа в начальный период его сжатия в реальных машинах.

Течение газа через каналы при неустановившемся дви-

жении. Приводятся задачи, программа и методика исследования, описание экспериментального стенда и результаты исследования.

В качестве вставок, имитирующих щелевые каналы, были использованы пять плоских вкладышей с глубинами дросселирования $\delta = 7,7 \div 72,0$ мм. Высота каналов изменялась в диапазоне $\delta = 0,05 \div 0,5$ мм, ширина каналов по фронту была постоянной и равной 74,5 мм. Вкладыши устанавливались в корпусе так, что объемы камер до щелевого канала и после него были равны. Щелевой канал располагался симметрично по ширине корпуса.

После откачки воздуха из объемов до и после щелевого канала производилось натекание воздуха через электропневмоклапан в камеру перед каналом, а затем через канал в замкнутый объем камеры после щелевого канала. Во время натекания в камеры до и после канала в них измерялись давление и температура. Для измерения быстроменяющихся температур использовались термометры сопротивления ВНИИ; сигнал усиливался с помощью тензостанции ТА-5 и записывался шлейфом М 001.3 осциллографа Н-041; для измерения быстроменяющихся давлений использовались датчики давления индукционного типа ДМИ-3-11; в качестве усилительной аппаратуры использовался стандартный комплект ИД-2И, запись сигнала производилась шлейфом М 001.4 осциллографа Н-041.

Экспериментальное исследование производилось без теплоизоляции установки при температуре лаборатории. Экспериментальный стенд позволял производить исследование течения газа через каналы как при неустановившемся, так и при установившемся движении газа.

При исследовании влияния частоты изменения давления перед щелевым каналом на расход газа через канал натекание воздуха в установку производилось через сменные шайбы с различными диаметрами впускных отверстий, электропневмоклапан при этом сжимался; сменные шайбы позволяли изменять частоту изменения давления перед щелевым каналом в диапазоне $f_p = 1,3 \div 80$ с⁻¹.

Расход газа через каналы при неустановившемся движении определялся расчетным путем. При этом расчетом определялось количество воздуха натекаемого в замкнутый объем за щелевым каналом, последовательные значения которого давали характер-

ристику изменения количества газа по времени процесса. Так как протечки в объем осуществлялись только через щелевой канал, то полученная характеристика соответствует расходной характеристике исследуемого канала.

Зная синхронное по времени изменение отношения давлений до и после щелевого канала, можно получить расходную характеристику $G_r = f(\beta)$, которая позволяет сравнивать протечки при неустановившемся движении газа с протечками при установившемся движении.

Сравнение результатов экспериментального исследования течения воздуха при неустановившемся движении с результатами при установившемся движении производилось с помощью коэффициента K_r , характеризующего отношение расходов. Его зависимость от отношения давлений и симплекса $\frac{\beta}{2\delta}$ показана на рис. I.

Экспериментальное исследование показало, что в диапазоне исследованных частот ($f_p = 1,3 \div 80 \text{ с}^{-1}$) не обнаружено влияния частоты изменения давления перед щелевым каналом на расход газа через него.

Эксперимент показал, что в диапазоне $\beta < \beta_{кр}$ расход газа при неустановившемся движении больше, чем расход газа при установившемся движении; при $\beta > \beta_{кр}$ наблюдалась двойная зависимость: при $\beta = 1 \div (0,9 \div 0,85)$ наблюдалось превалирование расхода газа при установившемся движении над расходом при неустановившемся движении; при $\beta = (0,9 \div 0,85) \div \beta_{кр}$ расход при неустановившемся движении был больше, чем при установившемся. Следует отметить, что в этой зоне изменения отношения давлений наблюдалось максимальное отклонение расходов. Чем меньше глубина дросселирования и больше высота канала, тем сильнее отличались расходы газа через каналы при различных характерах движения. Полученную зависимость $K_r = f(\beta; \frac{\beta}{2\delta})$ (рис. I) рекомендуется использовать при расчете расхода газа с учетом его неустановившегося движения.

В четвертой главе рассматриваются физические основы, проводится теоретический анализ разрабатываемой методики и рекомендуется методика определения коэффициента утечек маслозаполненной винтовой машины.

На основании рассмотрения физической модели течения

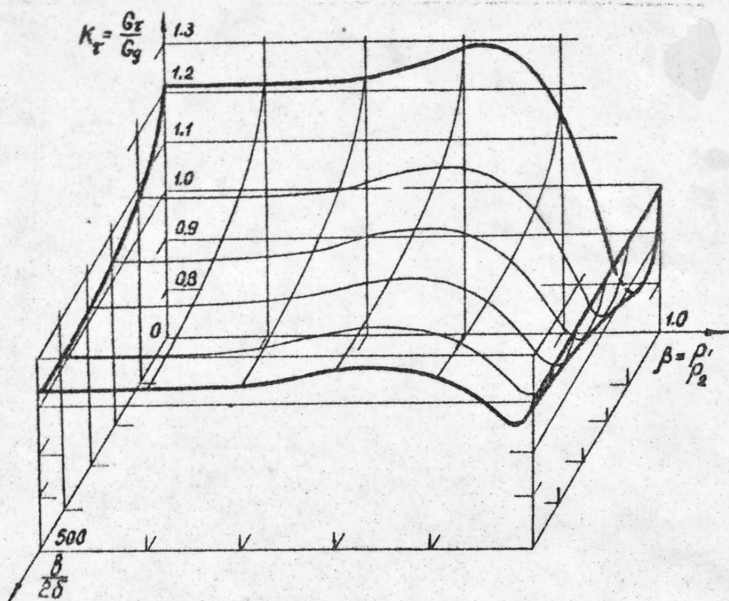


Рис. 1

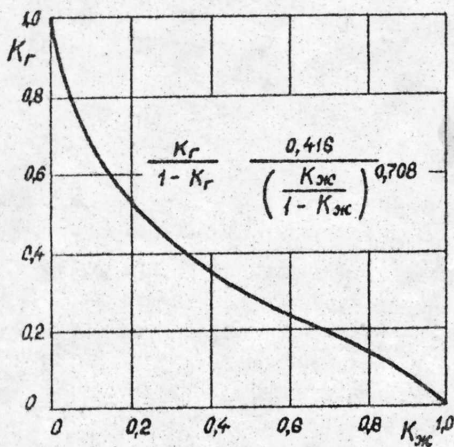


Рис. 2

предложено обобщение экспериментальных данных по исследованию течения бинарных гетерогенных смесей в виде функциональной зависимости безразмерных коэффициентов: коэффициента уплотнения K_T , равного отношению действительного расхода газа через уплотненную жидкостью щель и расхода газа через ту же сухую щель и коэффициента наполнения $K_{\text{ж}}$, равного отношению действительного количества жидкости подаваемой на уплотнение щелевого канала к количеству ее, необходимому для полного уплотнения канала при данных условиях. Теоретический анализ показал на независимость функциональной связи коэффициентов K_T и $K_{\text{ж}}$ ни от геометрических форм и размеров щелевых каналов, ни от количества и физических свойств компонентов бинарной гетерогенной смеси; обработка экспериментальных данных доказала однозначность функциональной связи этих коэффициентов. Полученная зависимость коэффициентов уплотнения и наполнения (рис. 2) рекомендована к использованию в методике расчета расхода газа через уплотненные жидкостью щелевые каналы.

Методика расчета расхода газа через уплотненные жидкостью щелевые каналы с учетом неустановившегося движения газа сводится к следующему. При определении коэффициента утечек винтового маслозаполненного вакуум-компрессора при известных размерах машины, типе профиля зубьев, осредненной высоте рабочих зазоров, эффективных длинах уплотняющих кромок всех щелей, глубинах их дросселирования и предполагаемом или известном количестве уплотняющей жидкости $G_{\text{ж}}$ определяются:

1. Параметры газа в полостях из которых происходит истечение:
 P_{2i} — давление газа (по диаграмме распределения давлений);
 T_{2i} — температура газа (по уравнению политропы);
2. Методом последовательных приближений (по методике Сакуна) определяется расход газа G'_{yi} через каждую сухую щель, ограничивающую полость всасывания от полости сжатия;
3. Зная давление в полости всасывания P_1 ($P = \frac{P_1}{P_{2i}}$) и отношение $\frac{P_1}{P_{2i}}$ для каждой щели определяется коэффициент K_{Ti} (рис. 2) и производится коррекция на неустановившееся движение газа

$$G_{yi}^{\Sigma} = K_{Ti} \cdot G'_{yi}, \text{ кг/с.}$$

4. Определяется суммарный расход газа утечек

$$G_y = \sum G_{yji}, \text{ кг/с, где } G_{yji} = 4 \sum G_{vi}^2, \text{ кг/с}$$

и температура газа утечек

$$T_{yt} = \frac{\sum (G_{yji} \cdot T_{aj})}{G_y}, \text{ } ^\circ\text{К.}$$

5. Количество жидкости, необходимое для полного уплотнения каждой из щелей при заданных параметрах до и после щели, определяется по формуле

$$q_{жи} = \frac{(p_2 - p_1) \delta \cdot q}{24 \cdot \frac{\delta}{2\delta} \cdot \gamma}, (Re < 2000); \quad q_{жи} = \sqrt{\frac{2q \delta (p_2 - p_1)}{\frac{\lambda_{ж} \delta}{2\delta} \cdot \gamma}}, (Re > 2000)$$

Опыт расчетов показывает, что течение жидкости в микро-щелевых каналах обычно ламинарное. В случае, если число Рейнольдса $Re = \frac{2q_{жи} \delta}{\gamma}$ > 2000, то расчет ведется методом последовательных приближений с привлечением справочных данных (Идельчик);

6. Определяется суммарный расход жидкости для полного уплотнения всех щелей

$$G_{ж}^* = 4 \sum q_{жи} \cdot f_{ци}, \text{ кг/с.}$$

7. Определяется общий коэффициент наполнения $K_{ж} = \frac{G_{ж}}{G_{ж}^*}$.

8. Используя зависимость $K_{г} = f(K_{ж})$ (рис. 2), определяется коэффициент уплотнения $K_{г}$;

9. Искомое значение количества утечек газа в полость всасывания равно

$$G_{yt} = K_{г} \cdot G_y, \text{ кг/с.}$$

10. Коэффициент, учитывающий утечки газа, определяется как

$$\lambda'_{yt} = \frac{G_{yt} \cdot T_{yt} \cdot R}{V_h \cdot p_1}$$

где V_h - описанный объем, м³/с.

Коэффициент откачки винтового маслозаполненного вакуум-компрессора при известных или принятых коэффициентах дросселирования и подогрева определяется как

$$\lambda = (1 - \lambda'_{yt}) \cdot \lambda_{др} \cdot \lambda_{г}$$

Несколько изменив порядок расчета, можно определить количество впрыскиваемой жидкости, необходимой для поддержания заданного коэффициента откачки.

Расчетная методика позволяет проводить теоретический анализ возможностей машины при ее работе на различных газах, использовании различных уплотняющих жидкостей и переходе на другие профили винтов без экспериментального исследования.

В главе приведены примеры расчетов коэффициента откачки исследуемого винтового малозаполненного вакуум-компрессора при различных скоростных режимах работы, различных давлениях всасывания и различных количествах впрыскиваемого масла. Результаты сравнения расчетных и экспериментальных данных показали, что относительная погрешность расчетных данных лежит в пределах $\varepsilon = 4 \div 9,5\%$. Расчетные значения коэффициента откачки на всех режимах оказались ниже его экспериментальных значений, так как в методике расчета не учитывается влияние подвижности стенок целевых каналов. В этой связи поправку на подвижность стенок предлагается учитывать поправочным коэффициентом $K_{\Pi} = 1,05 \div 1,1$.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Доказана целесообразность применения винтовых машин в качестве вакуум-компрессоров большой производительности ($50 \div 500 \text{ м}^3/\text{мин}$) ; предлагается использовать маслозаполненные винтовые вакуум-компрессоры при $P_{\text{ост}} < 100 \text{ мм рт.ст.}$; получены и рекомендованы к использованию в расчетах значения коэффициента дросселирования $\lambda_{\text{др}} = 0,98 \div 0,99$ и коэффициента подогрева $\lambda = 0,95 \div 0,98$; рекомендована окружная скорость винтов маслозаполненных винтовых вакуум-компрессоров $u = 40 \div 60 \text{ м/с}$.
2. Полученные данные позволяют производить расчет расхода газа через сухие микроцелыевые каналы различной геометрии при малых числах Рейнольдса ($Re = 50 \div 2000$) .
3. Доказана целесообразность учета неуставившегося движения газа и даны практические рекомендации по коррекции результатов расчетов на неуставившийся характер движения ; учет подвижности стенок целевых каналов рекомендуется производить коэффициентом $K_{\Pi} = 1,05 \div 1,1$.
4. Разработана методика обработки экспериментальных данных

по исследованию течения бинарных гетерогенных смесей, которая позволяет однозначно представить функциональную связь безразмерных коэффициентов независимо ни от геометрических форм и размеров микрощелевых каналов, ни от количества и физических свойств компонентов бинарной гетерогенной смеси.

5. Предложена методика расчета расхода газа через уплотненные жидкостью щелевые каналы с учетом неустановившегося движения газа.

Основное содержание диссертации опубликовано в следующих работах:

1. Алешин В.И. Испытательный стенд для исследования винтового маслозаполненного вакуум-компрессора. В сб. "Исследования в области производства и применения искусственного холода". Труды КрПИ, вып. 72, Краснодар, 1976.
2. Алешин В.И. Анализ целесообразности использования винтовых машин в вакуумных установках. Известия вузов, Машиностроение, 1976, № 7.
3. Алешин В.И. Результаты экспериментального исследования маслозаполненного винтового вакуумного насоса. Известия ВУЗов, Машиностроение, 1976, № 9.
4. Дубенец В.Д., Автономова И.В., Алешин В.И. К вопросу о расчете расхода газа через уплотненные маслом щелевые каналы. Известия ВУЗов, Машиностроение, 1976, № 12.