

14410584

НА
НЕ
ОС

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское ордена Ленина, ордена Октябрьской
Революции и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им. Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ЧЕРНЫХ Анатолий Мосифович

ИССЛЕДОВАНИЕ И РАЗРАБОТКА РОТАЦИОННОГО
ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВОГО ВАКУУМ-КОМПРЕССОРА С РАЗГРУЗОЧНОЙ
ВРАЩАЮЩЕЙСЯ ВТУЛКОЙ

(Специальность 05.04.06 - Вакуумная и компрессорная
техника)

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

Работа выполнена в Московском высшем техническом училище
имени Н.Э.Баумана.

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

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор
кандидат технических наук, доцент

ЧИСТЯКОВ Ф.М.
АРСЕНЬЕВ В.М.

Ведущее предприятие - Сумское машиностроительное производствен-
ное объединение им. М.В.Фрунзе

Защита состоится 28 ноября 1983 года на заседа-
нии специализированного Совета К.053.15.07 "Криогенные, холодиль-
ные, гидравлические, вакуумные и компрессорные машины и аппара-
ты" Московского ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и
ордена Трудового Красного Знамени высшего технического Училища
имени Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, 2-я Бауманская,
д.5.

Ваши отзывы в 2
высылать по указанию

С диссертацией
Н.Э.Баумана.

Автореферат ра

Ученый секретарь
кандидат техни

М 410584

Актуальность проблемы. Современный этап развития науки и техники характеризуется разработкой и созданием образцов машин и аппаратов, отличающихся высокой эффективностью. Широкое применение в химической, газовой, нефтяной, медицинской, микробиологической, целлюлозно-бумажной промышленности, технологических процессов с использованием вакуума ставит перед машиностроением задачу создания высокоэффективных вакуум-насосов, в том числе, жидкостнокольцевых. Основным препятствием для создания новых высокоэффективных ротационных жидкостнокольцевых вакуум-компрессоров (РЖВК) являлись большие гидравлические потери в жидкостном кольце и потери на трение жидкости о неподвижную внутреннюю поверхность цилиндра, на что расходуется более половины потребляемой мощности. Одним из способов, позволяющим снизить удельную мощность, увеличить коэффициент откачки, явилось применение конструкции РЖВК с вращающейся втулкой. Поэтому для решения проблемы резкого улучшения объемных и энергетических характеристик РЖВК весьма актуальным было создание и исследование конструкции РЖВК с разгрузочной вращающейся втулкой. Работа выполнялась в соответствии с Межведомственным планом НИОКР по жидкостнокольцевым компрессорным машинам.

Цель работы. На базе физических представлений о рабочих процессах, теоретических и экспериментальных исследований разработать метод расчета производительности, потребляемой мощности и мощности гидродинамических потерь для РЖВК со втулкой. Разработать практические рекомендации по выбору конструктивных параметров машины с точки зрения получения минимальной удельной мощности и максимального коэффициента откачки.

Методы исследования. Поставленная выше цель достигается сочетанием экспериментальных и теоретических методов исследования.

Научная новизна. Доказана целесообразность использования разгрузочной вращающейся втулки с целью улучшения объемных и энергетических характеристик РЖВК. Предложен метод расчета производительности, показано, что увеличение производительности в РЖВК со втулкой получается за счет уменьшения заземленного объема. Предложен метод расчета мощности, показано, что при расчете мощности, затрачиваемой на преодоление потерь в колесе, можно

M410584

пользоваться данными, полученными для подобных РЗВК без втулки, уточнены методики расчета потерь мощности в безлопаточном пространстве и в зазоре между втулкой и корпусом. Даны рекомендации по выбору геометрии машины и рабочего колеса, обеспечивающей минимальную удельную мощность и максимальный коэффициент откачки.

Практическая ценность. Разработанные теоретические основы и методы расчета РЗВК с разгрузочной вращающейся втулкой позволяют определять объемные и энергетические характеристики машин на стадии проектирования, оценить экономичность новой машины и тем самым сократить объем и сроки работ по доводке опытного образца. Проведено комплексное исследование жидкостного и газового потоков для серийных машин ВВН-0,75 и ВВН-3 со втулкой на основе современных методов исследования, результаты которого взаимно дополняют и уточняют друг друга, повышая достоверность полученной картины протекания внутренних процессов и источников потерь. По результатам теоретического и экспериментального исследований даны рекомендации по выбору таких параметров, как выходной угол наклона лопаток рабочего колеса, относительный эксцентриситет и зазор, оптимальная окружная скорость на периферии рабочего колеса для РЗВК со втулкой.

Апробация и реализация результатов работы. Основные материалы теоретических и экспериментальных исследований по диссертационной работе докладывались на:

1. Всесоюзном симпозиуме "Состояние и перспективы разработки и производства новых видов вакуумного оборудования", Казань, 1981 г.

2. VI Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению "Повышение технического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок", Псков, 1982 г.

3. Научно-технических семинарах кафедры "Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты" МВТУ им. Н.Э.Баумана в 1980-83 гг.

Методика расчета и рекомендации, полученные в данной работе, внедрены:

1. Во Всесоюзном научно-исследовательском и конструкторско-технологическом институте компрессорного машиностроения (ВНИИкомпрессормаш) при создании жидкостнокольцевого вакуум-насоса ВВН-3 с разгрузочной вращающейся втулкой.

2. В учебном процессе кафедры "Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты" МВТУ им. Н.Э.Баумана при чтении курса лекций "Расчет и конструирование ротационных компрессоров".

Публикации. По теме диссертации опубликовано четыре печатных работы и получено два положительных решения по заявкам на изобретения.

Объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав и основных результатов работы. Текст диссертации изложен на 180 страницах машинописного текста. Содержит I таблицу, 62 рисунка. Список использованных источников включает 84 наименования.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе сделан обзор теоретических и экспериментальных исследований ротационных жидкостнокольцевых вакуум-компрессоров с разгрузочной вращающейся втулкой и без нее, произведен анализ состояния вопроса и определены задачи исследования.

Анализ патентной информации, а также работ, посвященных исследованию ротационных жидкостнокольцевых вакуум-компрессоров с разгрузочной вращающейся втулкой показал, что их конструкции можно разделить на два типа. Первый характеризуется тем, что уменьшение мощности трения жидкостного кольца о корпус вакуум-компрессора достигалось путем размещения в корпусе компрессора с зазором втулки, которая приводилась во вращение путем механического контакта лопаток рабочего колеса и выступов на внутренней поверхности втулки, либо посредством гибких тросиков, связанных с лопатками рабочего колеса, а также путем изготовления вращающегося корпуса. При таком приводе втулки возникали дополнительные потери мощности, связанные с механическим приводом втулки, а конструкция вакуум-компрессора с вращающимся корпусом не давала снижения мощности из-за значительных потерь трения в подшипниках корпуса.

Второй характеризуется тем, что втулка приводилась в движение непосредственно жидкостным кольцом. Здесь следует отметить работы Лубенца В.Д., Автономовой И.В., Кучеренко В.И., Черных А.И. В данных конструкциях втулка выполнялась перфорированной либо сплошной. В конструкции со сплошной втулкой в корпусе выполнялись пазы в количестве, равном числу межлопаточных ячеек колеса, которые подключались при помощи трубопроводов и каналов в крыш-

ках к жидкостному кольцу для подачи жидкости из последнего в пространство между корпусом и втулкой и выравнивания давлений перед втулкой и за ней. В конструкции со сплошной втулкой также в зазор между втулкой и корпусом подводилась смесь жидкости и воздуха. Результаты исследований показали, что применение втулки оказывает существенное влияние на внешние характеристики РЖВК. Однако во всех работах существующие схемы РЖВК со втулкой обладали рядом существенных недостатков: сложность конструкции и изготовления; частота вращения втулки отстает на 40-50% от частоты вращения рабочего колеса; не определены основные геометрические параметры и режимы работы РЖВК со втулкой.

Работы МВТУ им. Н.Э.Баумана показали, что уменьшение гидродинамических потерь в жидкостном кольце РЖВК можно достичь в том случае, когда частота вращения втулки будет близкой или равной частоте вращения рабочего колеса и будет минимальной разность давлений на внешней и внутренней поверхностях втулки.

Анализ отечественных и зарубежных теоретических и экспериментальных исследований РЖВК без втулки показал, что основное внимание уделялось расчету формы внутренней поверхности жидкостного кольца, знание которой дает возможность определить теоретическую производительность РЖВК, форму и площадь всасывающих и нагнетательных окон (К.Пфлейдерер, В.Руминцев, Л.Караганов, И.Райзман, Э.Мац, В.Тетериков, Г.Грабов, И.Автономова, Ю.Вертепов и др.).

Расчет потребляемой мощности РЖВК без втулки (работы К.Пфлейдерера, В.Руминцева, В.Тетерикова, В.Хлумского, Р.Прагера) ведется по работе изотермического сжатия и изотермического к.п.д. При этом возникает неопределенность расчета, обусловленная большим интервалом значений изотермического к.п.д. для РЖВК.

В работах (Духьяновой А.И., Маца Э.Б., Селиври А.А., Автономовой И.В., Вертепова Ю.М.) мощность, затрачиваемая на привод РЖВК, складывается из индикаторной мощности N_i , мощности гидродинамических потерь $N_{гд}$ и мощности трения в подшипниках и сальниках $N_{тр}$. В работах Духьяновой А.И. и Селиври А.А. при расчете мощности N_i учитываются только потери в безлопаточном пространстве жидкостного кольца. В работе Маца Э.Б. учитываются потери в колесе, но допущение о потенциальном характере движения жидкости приводит к их значительному занижению. В работе Автономовой И.В.

потери в колесе определяются с использованием экспериментальных данных для подобных гидромашин, в работе Вертепова Ю.М. получены значения изотермического к.п.д. колеса в зависимости от приведенного расхода и приведенного числа оборотов, но только для небольшого диапазона значений коэффициента быстроходности ($\sigma_s = 140-165$).

В соответствии с данными проведенного анализа были определены основные задачи данной работы:

1. На базе физических представлений о рабочих процессах, теоретических и экспериментальных исследований разработать метод расчета производительности РВК с разгрузочной вращающейся втулкой.

2. Разработать метод расчета потребляемой мощности и мощности гидродинамических потерь для РВК со втулкой с учетом характера и особенностей внутренних процессов в машине, а также уровня рабочих давлений.

3. Разработать практические рекомендации по выбору конструктивных параметров машины с точки зрения получения минимальной удельной мощности и максимального коэффициента откачки.

Во второй главе рассмотрены вопросы теоретического исследования производительности РВК с разгрузочной вращающейся втулкой.

При нахождении теоретической производительности РВК со втулкой исходили из следующих допущений:

1. движение рабочей жидкости в жидкостном кольце РВК установившееся;

2. расход рабочей жидкости в любом сечении жидкостного кольца постоянен вследствие неразрывности потока;

3. лопатки рабочего колеса погружаются в жидкостное кольцо или касаются его внутренней поверхности при любом угле поворота рабочего колеса;

4. внутренняя поверхность жидкостного кольца в пределах ячейки максимального газового объема цилиндрическая с радиусом r_{22} ;

5. течение жидкости в жидкостном кольце подчиняется закону Бернулли.

Теоретическая производительность РВК со втулкой определяется как

$$V_m = 0,5 \omega \delta_0 \psi (r_{22}^2 - r_1^2) = 0,5 \omega \delta_0 \psi (r_{22}^2 - r_1^2) + U_2 K_{22} \beta (2\theta + \Delta) - 0,5 U_2 \beta (1 + \theta) \Delta, \quad (I)$$

где r_m - радиус-вектор поверхности жидкостного кольца в сечении I-I, в котором зазор между колесом и втулкой равен Δ , м;

r_1 – средний радиус ступицы колеса, м; $K_{22} = \frac{C_{p22}}{u_2}$ – скоростной коэффициент в сечении П+П, в котором колесо дальше всего отстоит от втулки; e – эксцентриситет, м; Δ – наименьший зазор между колесом и втулкой, м; δ – ширина корпуса, м; δ_o – ширина рабочего колеса, м; ψ – коэффициент, учитывающий объем лопаток рабочего колеса; ω – угловая скорость вращения рабочего колеса, с⁻¹; u_2 – окружная скорость на радиусе колеса r_2 , м/с; r_2 – наружный радиус колеса, м; $A = 0,881$ – коэффициент скорости втулки; r_{22} – радиус-вектор поверхности жидкостного кольца в сечении П+П; м

$$r_{22} = \sqrt{\frac{0,5 \omega \delta_o \psi (r_2^2 - 0,56(\omega r_2 + u_{tm}) \Delta + \omega r_2 K_{22} \delta (2e + \Delta))}{0,5 \omega \delta_o \psi}} \quad (2)$$

Действительную производительность РЖВК со втулкой предлагается определять как $V_e = \lambda V_n$, м³/с,

где $V_n = 0,5 \omega \delta_o \psi (r_2^2 - r_1^2)$, м³/с – описанный объем;

$$\lambda = \lambda_1 \lambda_2 \text{ – коэффициент подачи,} \quad (3)$$

где $\lambda_1 = \frac{V_m}{V_n}$ – коэффициент, учитывающий потери производительности, связанные с погружением лопаток в жидкостное кольцо;

$$\lambda_2 = [1 - (\lambda'_n + \lambda'_{s.o} + \lambda'_u)] \lambda_{sp} \lambda_r$$

Коэффициенты $\lambda'_n = \frac{C_{nsp}}{V_m \gamma_{se}}$; $\lambda'_u = \frac{C_u}{V_m \gamma_{se}}$; $\lambda'_{s.o} = \frac{C_{s.o}}{V_m \gamma_{se}}$, λ_{sp} и λ_r рассчитываются по уже известным методикам для РЖВК без втулки, где C_{nsp} – количество газа, перетекающее в ячейки всасывания; C_u – количество газа, испарившегося в ячейку всасывания; $C_{s.o}$ – количество газа, переносимого из мертвого объема на сторону всасывания. При расчете коэффициентов λ , λ_1 и λ_2 необходимо помнить, что для одних и тех же геометрических размеров РЖВК со втулкой и без нее и для одних и тех же условий работы в РЖВК со втулкой V_m будет выше. Это связано с тем, что в РЖВК со втулкой в сечении П+П выше скорость течения жидкости в безлопаточном пространстве (выше значение коэффициента K_{22}). Увеличение V_m приводит к увеличению коэффициента λ_1 и уменьшению коэффициентов λ'_n , $\lambda'_{s.o}$ и λ'_u , т.е. к увеличению λ_2 . Кроме того, $\lambda'_{s.o}$ еще уменьшается в связи с уменьшением заземленного объема, так как в РЖВК со втулкой жидкостное кольцо ближе подходит к ступице колеса, т.е. уменьшается r_{22} . В работе проанализировано влияние относительного эксцентриситета e и зазора δ , угла наклона лопаток рабочего колеса β_2 и окружной скорости u_2 на теоретическую производительность РЖВК со втулкой.

В третьей главе рассмотрены вопросы расчета энергетических характеристик РЖВК с разгрузочной вращающейся втулкой. Потребляемая мощность складывается из индикаторной мощности и мощности тре-

$$N_p = N_i + N_{mp}, \text{ кВт} \quad (4)$$

В свою очередь,

$$N_i = 1,633 \rho_{\delta c} V_m \left[\ell_n \frac{P_n - P_{nn}}{\rho_{\delta c} - P_{nn}} + P_{nn} \left(\frac{1}{\rho_{\delta c} - P_{nn}} - \frac{1}{F_n - P_{nn}} \right) \right], \text{ кВт} \quad (5)$$

$$N_{mp} = N_{\delta n} + N_K + N_3 + N_m + N_{\text{мех}}, \text{ кВт} \quad (6)$$

где $N_{\delta n}$ — потери мощности в безопаточном пространстве, кВт; N_K — потери мощности в рабочем колесе, кВт; N_3 — потери мощности в зазоре между втулкой и корпусом, кВт; N_m — потери мощности на трение жидкости о торцевые стенки, кВт; $N_{\text{мех}}$ — потери мощности на трение в уплотнениях вала и подшипниках, кВт. На основании экспериментальных данных $N_{\text{мех}}$ составляет $1,5 \pm 3,0\%$, а N_m $2,0 \pm 3,0\%$ от N_p .

При определении потерь мощности в безопаточном пространстве жидкостного кольца движение в нем рассматривается также, как и в РЕВК без втулки, как установившееся течение жидкости в открытом прямоугольном замкнутом канале со смачиваемым периметром.

24.6, подчиняющееся уравнению Бернулли. Внутренняя поверхность жидкостного кольца аппроксимируется окружностью с радиусом $r = \frac{r_{\delta c} + r_n}{2}$, смещенной от оси рабочего колеса на эксцентриситет $e = \frac{r_{\delta c} - r_n}{2}$. В отличие от РЕВК без втулки, где жидкость обтекает неподвижный корпус, в РЕВК со втулкой она течет вдоль вращающейся в ту же сторону втулки, что ведет к резкому уменьшению трения и позволяет при расчете λ_r коэффициент эквивалентной шероховатости K , принять равным нулю. В этом случае

$$\lambda_r = 0,001 \left(\frac{68}{Re} \right)^{0,25} \quad (7)$$

Тогда момент сил трения в безопаточном пространстве жидкостного кольца согласно принятой расчетной схеме поля скоростей с линейными участками и постоянными скоростями $U_{\delta c}$ и U_n можно выразить уравнениями:

$$M = M_{\delta c} + M_n + M_I + M_{II}, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (8)$$

$$M_{\delta c} = \frac{U_{\delta c}^2 \delta_{\text{ж}}}{c^2} \left\{ [d(e+\Delta) + b r_n^2] \left(\pi - \alpha_{\delta c} - \frac{2\pi}{\pi} \right) + d e \left[\sin \frac{\pi}{2} + \sin \left(\alpha_{\delta c} - \frac{\pi}{2} \right) \right] \right\}, \quad (9)$$

$$M_n = \frac{U_n^2 \delta_{\text{ж}}}{c^2} \left\{ [d(e+\Delta) + b r_n^2] \left(\alpha_n - \alpha_{\text{сж}} - \frac{2\pi}{\pi} \right) - d e \left[\sin \left(\alpha_n + \frac{\pi}{2} \right) - \sin \left(\alpha_{\text{сж}} - \frac{\pi}{2} \right) \right] \right\} \quad (10)$$

$$M_I = \frac{\delta_{\text{ж}}}{c^2} \left[U_{\delta c}^2 \cdot E_I + \frac{U_{\delta c} \cdot U_n - U_{\delta c}^2}{\alpha_{\text{сж}} - \pi - \frac{2\pi}{\pi}} \cdot D_I + \frac{(U_{\delta c} - U_n)^2}{(\alpha_{\text{сж}} - \pi - \frac{2\pi}{\pi})^2} \cdot E_I \right] \quad (11)$$

$$M_{II} = \frac{\delta_{жс}}{c^2} \left[\frac{U_{жс}^2}{2} + \frac{U_{жс} \cdot U_{2с} - U_{жс}}{\alpha_{2с} - \alpha_{жс} - \frac{2\pi}{z} + 2\pi} \cdot D_2 + \frac{(U_{2с} - U_{жс})^2}{(\alpha_{2с} - \alpha_{жс} - \frac{2\pi}{z} + 2\pi)^2} \cdot E_2 \right] \quad (12)$$

В данных уравнениях $a = 2v_2 + \frac{b}{4}$; $d = 2v_2^2 + b v_2$; $c = \sqrt{\frac{b^2}{\lambda_r}}$;
 b , E , D — коэффициенты, зависящие от геометрии РВК.

Потери мощности в безлопаточном пространстве РВК со втулкой определяются как

$$N_{\delta_1} = \frac{\omega M}{1000}, \text{ кВт} \quad (13)$$

N_{δ_1} будет уменьшаться в РВК со втулкой в связи с уменьшением λ_r .

В работе показано, что движение жидкости в лопаточном пространстве РВК со втулкой не отличается от движения жидкости в лопаточном пространстве РВК без втулки, поэтому потери мощности в лопаточном пространстве РВК со втулкой определяется так же, как и для РВК без втулки

$$N_{жс} = \frac{Q_{жс} \cdot H_m \cdot \delta_{жс} (1 - \eta_k)}{1000}, \text{ кВт} \quad (14)$$

где $Q_{жс}$ — расход рабочей жидкости через РВК со втулкой

$$Q_{жс} = \frac{(U_2 + U_{2m} \cdot \psi_m) \Delta b}{2} + \frac{(U_2 + U_{2m}) (\gamma_2 - \gamma_m) \psi}{2}, \text{ м}^3/\text{с} \quad (15)$$

где $U_{2m} \psi_m = H U_2$, м/с;

$$U_{2m} = \frac{\pi \gamma_m n}{30}, \text{ м/с};$$

H_m — теоретический напор, создаваемый рабочим колесом

$$H_m = \frac{U_2 \cdot C_2 u}{g} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{2\omega^2 \cdot \sigma' \cdot \gamma_0 \cdot C_2 g \cdot R_2}{\pi^2}, \text{ м} \quad (16)$$

η_k — к.п.д. рабочего колеса, зависящий от режима работы РВК со втулкой, окружной скорости U_2 и его геометрии и определялся в данной работе на основании экспериментальных данных.

При определении мощности трения в зазоре между корпусом и втулкой принимался треугольный закон распределения скоростей в зазоре между втулкой и корпусом. Скорость слоя жидкости, соприкасающегося со втулкой, принималась равной скорости втулки, скорость слоя жидкости, соприкасающегося с корпусом, принималась равной нулю. При данных допущениях средняя скорость течения жидкости в зазоре $\gamma_z = \frac{U_{2m}}{2}$. Мощность, затрачиваемая на преодоление сил трения при движении жидкости в зазоре

$$N_3 = \frac{Q_3 \cdot \pi \cdot \lambda_r \cdot R_2 \cdot U_{2m}^3 \cdot \gamma_m \cdot \psi}{1000 \cdot g}, \text{ кВт} \quad (17)$$

где $\lambda_{г}$ - коэффициент гидравлического трения;

$$\lambda_{г} = 0,11 \left(\frac{\kappa_2}{4R_{г3}} + \frac{\delta\delta}{R_{г3}} \right)^{0,25}$$

r_n - наружный радиус втулки, м;

δ_3 - зазор между втулкой и корпусом, м.

В четвертой главе представлена программа и методика экспериментального исследования, приведено описание экспериментальных установок и изложены методы обработки экспериментальных данных и оценки погрешности измерений. Исследования проводились на стендах МВТУ им. Н.Э.Баумана на двух жидкостнокольцевых вакуум-насосах отечественного производства ВВН-0,75 и ВВН-3 с производительностью соответственно $0,0125 \text{ м}^3/\text{с}$ и $0,0583 \text{ м}^3/\text{с}$. Исследование вакуум-насоса ВВН-3 проводилось при окружной скорости рабочего колеса $u_2 = 14,1; 15,2; 18,8 \text{ м/с}$; вакуум-насоса ВВН-0,75 при окружной скорости рабочего колеса $u_2 = 11,3; 12,7; 14,1; 15,5; 16,9; 18,8 \text{ м/с}$ с колесами, имеющими выходной угол лопаток $90, 135, 150$ и 168° , и с относительными эксцентриситетами, равными $0,11; 0,133; 0,156; 0,178$ и $0,2$, с зазором между корпусом и втулкой, равным $0,5; 0,75; 0,9; 1,1 \text{ мм}$.

Для замера глубины погружения лопаток в жидкостное кольцо в сечении II-II α , зазора между ступицей колеса и жидкостным кольцом в сечении I-I α' и формы жидкостного кольца торцевая крышка в вакуум-компрессоре ВВН-0,75 была выполнена из оргстекла, а для получения четкой и устойчивой картины жидкостного кольца использовался стробоскоп. Коэффициент $\kappa_{г2}$ для вакуум-компрессора ВВН-0,75 рассчитывался по формуле

$$\kappa_{г2} = \frac{\left[\frac{z_{г2}^2 - z_{г1}^2}{z_{г2}^2} + \frac{c(1+A)\delta}{\psi} \right] \psi}{2c(2\epsilon + \delta)} \quad (18)$$

Для замера частоты вращения втулки в ней была размещена метка из ферромагнитного бария, а в корпусе ВВК установлена магнитная универсальная головка. Сигнал, образованный при прохождении магнитной метки вдоль прорези в магнитной головке, подавался на частотомер ЧЗ-33, где преобразовывался в число оборотов в минуту.

Оценка мощности, затрачиваемой на сжатие газа, проводилась по индикаторным диаграммам. Для этого определялась форма внутренней поверхности жидкостного кольца и снимались осциллограммы давления газа в рабочих ячейках при помощи датчика давления ДМТ. Сигналы с датчика давления, помещенного в ступицу рабочего колеса

са, через ртутный токосъемник и индуктивный двухканальный индикатор ИД-2И поступали на светолучевой осциллограф НИП7, где записывались в виде развернутых по углу поворота рабочего колеса осциллограмм давления, для расшифровки которых записывались также сигналы с электромагнитного отметчика верхней точки.

Для получения энергетических и объемных характеристик машины при помощи мерной диафрагмы замерялась производительность; мотор-весами — потребляемая мощность; термометрами — температура воздуха и воды; U-образным жидкостным манометром — давление воздуха на всасывании и перепад давлений на измерительной диафрагме. Предельная относительная погрешность измерения всех перечисленных величин лежит в пределах $2\pm 5\%$.

В пятой главе приведены результаты экспериментальных исследований РВК с разгрузочной вращающейся втулкой. Экспериментальное исследование оптимального количества пазов и отверстий во втулке показало, что для ВВН-0,75 и ВВН-3 оптимальным с точки зрения получения минимальной удельной мощности и максимального коэффициента откачки является втулка, в которой сделано 24 паза шириной 10–12 мм, отверстия диаметром 10–12 мм, а отношение площади наружной поверхности втулки к суммарной площади всех отверстий $f = \Pi + I_2$. Результаты экспериментального исследования показали, что применение разгрузочной втулки позволило увеличить действительную производительность V_c на 10–15%, снизить эффективную мощность N_c на 8–10%, удельную мощность $N_{уд}$ на 15–20% по сравнению с РВК без втулки и превзойти по этим показателям аналогичные машины зарубежных фирм, таких как *Siemens*, *Nash*.

Приведены экспериментальные данные по определению коэффициента скорости вращения разгрузочной втулки $A = 0,881$ и, как показал эксперимент, в пределах $\pm 5,5\%$ не зависит от β_2 и P_{hc} .

Среднее значение скоростного коэффициента K_{22} для вакуум-компрессора ВВН-0,75 определялось как $K_{22} = \frac{\sum K_{22}}{n}$, где n — количество измерений. Для того, чтобы полученные экспериментальные данные по коэффициенту K_{22} можно было использовать при расчете любых РВК со втулкой, введен коэффициент

$$m = \frac{K_{22}}{K_m}, \quad (19)$$

где

$$K_m = \frac{\left[1 - \nu^2 + \frac{\varepsilon(1+\mu)\psi}{\psi} \right]}{2\varepsilon(2\varepsilon + \delta)}$$

— коэффициент, который определяет влияние геометрических размеров на скоростной коэффициент.

Полученные значения коэффициента m были аппроксимированы формулой

$$m = [(8,3696 - 0,465 \operatorname{ctg} \beta_2) \varepsilon - 0,4851]. \quad (20)$$

Коэффициент K_{22} определен с точностью $\pm 2\%$ при доверительной вероятности $\alpha = 0,9$ для выходных углов наклона лопаток колеса β_2 от 90° до 150° .

В работе получена графическая зависимость коэффициента заполнения сечения I+I $K_1 = \nu_1/\nu_{11}$ от критерия $\varepsilon_u = \frac{p_u - p_{22}}{p_{22} \cdot U_2^2}$ для вакуум-насоса ВВН-0,75. Эксперимент показал, что значение коэффициента K_1 в машине со втулкой больше, чем в машине без нее.

Экспериментальное исследование вакуум-компрессора ВВН-0,75 показало, что действительная производительность при прочих равных условиях достигает своего максимального, а удельная мощность своего минимального значений при использовании рабочего колеса с выходным углом наклона лопаток $\beta_2 = 150^\circ$, что было справедливо во всем исследованном диапазоне величин давления всасывания, окружных скоростей, относительных эксцентриситетов.

Исследование вакуум-компрессора с колесом, имеющим выходной угол наклона лопаток $\beta_2 = 150^\circ$, с различными относительными эксцентриситетами, равными 0,11; 0,133; 0,156; 0,178; 0,2, показало, что максимальная производительность и минимальные затраты удельной мощности достигаются при $\varepsilon = 0,156$, при котором лопатки рабочего колеса в сечении II+II касаются поверхности жидкостного кольца.

Экспериментальное исследование влияния окружной скорости на периферии рабочего колеса на удельную мощность РЖВК со втулкой и без нее показало, что применение втулки приводит к снижению мощности, затрачиваемой на привод РЖВК и при этом окружная скорость, при которой удельная мощность достигает минимума при применении втулки, смещается в сторону более высоких окружных скоростей, а само значение минимальной удельной мощности уменьшается.

На основании данных по индизированию давлений газа в рабочих ячейках машины ВВН-0,75 со втулкой установлено, что теоретичес-

ная производительность V_m выше в РВК со втулкой, чем в РВК без втулки, при прочих равных условиях, и что при $P_{bc} = 40$ кПа $\eta_{из-инд} = 0,79 \pm 0,81$, а при $P_{bc} = 53$ кПа $\eta_{из-инд} = 0,76 \pm 0,77$. Величина $\eta_{из-инд}$ зависит от геометрии машины и рабочего колеса.

Получены зависимости η_k от окружной скорости u_2 и давления всасывания P_{bc} для коэффициента быстроходности n_s , равного 72 и 136. Уменьшение коэффициента быстроходности приводит к увеличению η_k (см. рис. 1, 2).

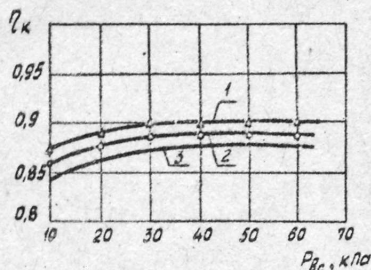


Рис. 1. Зависимость η_k от давления всасывания. 1 — $n_s = 72$; 2 — $n_s = 136$; 3 — $n_s = 145+160$ (данные Вертепова Ю.М.)

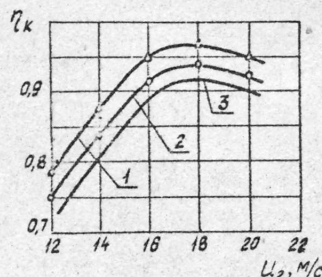


Рис. 2. Зависимость η_k от окружной скорости. $P_{bc} = 40$ кПа; 1 — $n_s = 72$; 2 — $n_s = 136$; 3 — $n_s = 145+160$ (данные Вертепова Ю.М.)

Мощность трения жидкости в безлопаточном пространстве РВК со втулкой меньше, чем в РВК без втулки и возрастает с увеличением вакуума и окружной скорости рабочего колеса.

Результаты проведенных на ВВН-0,75 экспериментальных исследований со втулкой подтверждены результатами исследований вакуум-насоса ВВН-3 со втулкой.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Экспериментально доведена конструкция РВК со втулкой, обладающая улучшенными энергетическими и объемными характеристиками по сравнению с РВК без втулки. Даны рекомендации по выбору оптимальных соотношений пазов во втулке ($n_n = 24$) и отношения площади наружной поверхности втулки к суммарной площади всех отверстий в ней ($f = 11-12$), соответствующих максимальному коэффициенту откачки и минимальной удельной мощности.

2. На основании проведенных исследований разработан метод расчета производительности РЭВК с разгрузочной вращающейся втулкой, позволяющей выбрать величины относительного эксцентриситета ϵ , выходного угла наклона лопаток рабочего колеса β_2 и окружной скорости u_2 на периферии рабочего колеса, соответствующие минимальной удельной мощности и максимальному коэффициенту откачки при заданных основных размерах вакуум-компрессора.

3. Уточнена методика разделения потерь мощности в РЭВК с разгрузочной вращающейся втулкой.

4. Уточнена методика расчета мощности трения жидкости в безлопаточном пространстве РЭВК со втулкой с учетом геометрии машины, окружной скорости рабочего колеса, уровня рабочих давлений и наличия зазора между втулкой и корпусом.

5. Доказана возможность использовать данные по значению к.п.д. колеса в РЭВК без втулки для определения к.п.д. колеса машин со втулкой при расчете мощности в рабочем колесе подобных РЭВК различной производительности для различных уровней рабочих давлений; при этом проведен анализ влияния геометрии машины и рабочего колеса на абсолютные и удельные величины составляющих мощности гидродинамических потерь и даны рекомендации по выбору геометрии машины и рабочего колеса с точки зрения снижения гидродинамических потерь.

6. Получены рекомендации по выбору величины изотермно-индикаторного к.п.д. для различных режимов работы РЭВК со втулкой и различных окружных скоростях рабочего колеса.

7. Теоретически и экспериментально установлено наличие минимума в зависимости удельной мощности от окружной скорости на периферии рабочего колеса u_2 , который смещен в сторону больших окружных скоростей в РЭВК со втулкой, чем без нее.

8. Разработана конструкция РЭВК с разгрузочной вращающейся втулкой (положительное решение по заявке № 3269034/25 '6 от ЗИ.ОЗ.81), позволяющая снизить эффективную мощность на 8-10%, удельную мощность на 15-20%, увеличить действительную производительность на 10-15% по сравнению с машиной без втулки при прочих равных условиях и превзойти по этим показателям аналогичные машины ведущих зарубежных фирм, таких как *Siemens*, *Nash*.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Лубенец В.Д., Кучеренко В.И., Черных А.И. Исследование ротационного жидкостнокольцевого вакуум-компрессора с разгрузочной вращающейся втулкой. - В сб.: Повышение технического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок: Тезисы докладов VI Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению, Д., 1981, с. 124.
2. Черных А.И., Кучеренко В.И. Экспериментальное исследование ротационного жидкостнокольцевого вакуум-компрессора. Межвуз. сб. научн. трудов. - Краснодар/Политехнический институт, 1982, вып. 3, с. 121-123. - Депонирована в ЦИНТИхимнефтемаше, М., 1982, № 905.
3. Черных А.И. Экспериментальное определение наименьшего радиального зазора между ступицей колеса и внутренней поверхностью жидкостного кольца в ротационном жидкостнокольцевом вакуум-насосе с разгрузочной вращающейся втулкой. - В сб.: Химическое и нефтяное машиностроение, М., 1982, № 6, с. 23-24.
4. Лубенец В.Д., Черных А.И., Автономова И.В., Кучеренко В.И. Исследование ротационного жидкостнокольцевого вакуум-компрессора с разгрузочной втулкой. - Изв. высш. учебн. заведений. Машиностроение, 1982, № 11, с. 84-86.
5. Положительное решение по заявке № 3269034/25-06 от 31.03.81. Жидкостнокольцевая машина/МВТУ им. Н.Э. Баумана; авт. изобрет. И.В. Автономова, В.И. Кучеренко, Е.В. Шошин, А.И. Черных.
6. Положительное решение по заявке № 3415431/25-06 от 30.03.82. Жидкостнокольцевая машина/МВТУ им. Н.Э. Баумана; авт. изобрет. В.Д. Лубенец, И.В. Автономова, В.И. Кучеренко, А.И. Черных, Е.Д. Забугин.

Тип: МВТУ. Зак. № 1273

Дата разр. к печати 13.08.83

Л - № 100024.

Объем 1 п.л.

Тираж 100 экз.

