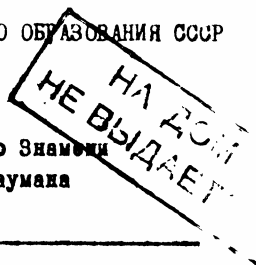


М 337939

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

ВЕРТЕЛОВ Юрий Михайлович

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ВОДОКОЛЬЦЕВЫХ ВАКУУМ-НАСОСОВ

(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

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

М о с к о в с к о е

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

На правах рукописи

ВЕРТЕЛОВ Юрий Михайлович

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ВОДОКОЛЬЦЕВЫХ ВАКУУМ-НАСОСОВ

(Специальность 05.04.06. Вакуумная
и компрессорная техника)

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1337939

Вертелов Ю.М. Исследование

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 им. Н.Э.Баумана

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

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Чистяков Ф.М.
кандидат технических наук Арсеньев В.М.

Ведущее предприятие - Бессоновский компрессорный завод

Автореферат разослан "21" марта 1979

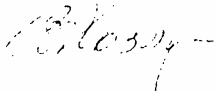
Защита состоится "14" мая 1979 г. на заседа-
нии специализированного Совета по криогенным, холодильным,
гидравлическим, вакуумным и компрессорным машинам и аппара-
там Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного
Знамени высшего технического училища имени Н.Э.Баумана по
адресу:
107005, Москва Б-5, 2-ая Бауманская, 5.

Ваши отзывы в 2-х экземплярах , заверенные печатью ,
просьба высылать по указанному адресу.

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

М В Т У
им. Н. Э. Баумана
ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ
БИБЛИОТЕКА

Ученый секретарь специализированного
Совета, кандидат технических наук, доцент

 /Козлов В.Н./

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. Жидкостнокольцевые машины (ЖКМ) находят все более широкое применение в различных отраслях народного хозяйства. Их основным недостатком является низкая по сравнению с другими ротационными машинами экономичность, которая обусловлена наличием значительных гидродинамических потерь в жидкостном кольце. В соответствии с ОСТ 26-12-III3-74, принятым по постановлению Главного управления компрессорного и холодильного машиностроения Министерства химического и нефтяного машиностроения, в настоящее время создается новый ряд ЖКМ, работающих на воде, с улучшенными характеристиками. Известные методы расчета энергетических характеристик ЖКМ не удовлетворяют задачам проектирования новых экономичных ЖКМ, что приводит к расхождению результатов расчета и эксперимента и необходимости экспериментальной доводки опытных образцов. Снижение мощности гидродинамических потерь является одним из основных резервов повышения экономичности ЖКМ, поэтому задача исследования потерь мощности для них является актуальной.

Цель работы. Уточнение методики расчета потребляемой мощности, методики расчета мощности трения жидкости в безлопаточном пространстве с учетом уровня рабочих давлений, а также создание методики расчета мощности в рабочем колесе ЖКМ.

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

Научная новизна. Предложен метод расчета мощности в рабочем колесе ЖКМ для расчета подобных машин различной производительности, работающих при различных давлениях всасывания. Установлено влияние уровня рабочих давлений на мощность гидродинамических потерь. Даны рекомендации по выбору геометрии машины и рабочего колеса, обеспечивающей минимальную абсолютную и удельную величину мощности гидродинамических потерь. Разработаны ультразвуковой способ определения очертаний внутренней поверхности жидкостного кольца, методика индицирования давлений в рабочих ячейках с помощью датчиков давления на полупроводниковых тензорезисторах, методика экспериментального определения скоростей жидкости в безлопаточном простран-

ве посредством приемников напора с проточным ниппелем.

Практическая ценность. Для ЖКМ разработана методика расчета энергетических характеристик, позволяющая рассчитывать составляющие потребляемой мощности машин нового ряда, которая дает возможность более точно оценить экономичность новой машины на стадии проектирования и тем самым сократить объем и сроки работ по доводке опытного образца. Проведено комплексное исследование жидкостного и газового потоков для серийной машины ВВН-12 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 установлены рекомендации по улучшению энергетических характеристик исследованной машины.

Апробация и реализация результатов работы. Материалы исследования доложены на технических семинарах кафедры "Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты" МВТУ им. Баумана, на Всесоюзной научно-технической конференции по вакуумной технике (Казань, 1976г.). Результаты работы внедрены во ВНИИкомпрессор-маше и Бессоновском компрессорном заводе при создании водокольцевых вакуум-насосов с производительностью $0,2 \text{ м}^3/\text{с}$.

Объем и структура работы. Диссертация изложена на III страницах машинописного текста. Состоит из введения, четырех глав и основных выводов. Содержит 2 таблицы, 66 рисунков. Библиография включает 65 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе сделан обзор теоретических и экспериментальных исследований энергетических характеристик ЖКМ, произведен анализ состояния вопросов и определены задачи исследования.

Установлено, что при использовании методик расчета потребляемой мощности ЖКМ, изложенных в работах Пфлейдерера К., Румянцева В.А., Тетерюкова В.И., Хлумского В., Прагера Р., Грабова Г., через работу изотермического сжатия возникает неопределенность расчета, достигающая 50%, обусловленная большим интервалом значений изотермического к.п.д., задаваемых при расчете.

При расчетах мощности гидродинамических потерь основное

внимание уделяется расчету потерь мощности на трение жидкости в безлопаточном пространстве, например, в работах Лукьяновой А.И., Селивы А.А. Потери в рабочем колесе определяются на основании экспериментальных данных для гидромашин (работа Автономовой И.В.), либо определяются с занижением, вызванным допущением о потенциальном характере движения жидкости в лопаточном пространстве (работа Маца Э.Б.), или допущением о равенстве коэффициентов гидравлического трения для лопаточного и безлопаточного пространства (методика НПО Криогенмаша). В работе Кляуса И.П. мощность гидродинамических потерь определяется через гидравлический к.п.д., который определен по данным индицирования и не учитывает геометрии машины и рабочего колеса ЖКМ. При этом все методики не учитывают влияния уровня рабочих давлений на величину мощности гидродинамических потерь.

В работе *Osami Torei* была сделана попытка применить для описания и сравнения внутренних процессов в ЖКМ двойного действия законы подобия и делается вывод, что для машины в целом они не выполняются.

Отмечено, что экспериментальные данные по замеру поля скоростей жидкости в безлопаточном пространстве, представленные в работах Автономовой И.В., Маца Э.Б., Лукьяновой А.И., получены в недостаточном объеме, чтобы оценить характер движения потока в безлопаточном пространстве вдоль оси машины и по его высоте, а также по всем углам поворота рабочего колеса.

Отсутствуют экспериментальные данные по индицированию давлений газа в рабочих ячейках ЖКМ с симметричным подводом и отводом газа и для различных окружных скоростей рабочего колеса.

Очертания внутренней поверхности жидкостного кольца определяются двумя способами, из которых один (примененный в работах Тетерюкова В.И., Караганова Л.Т. и др.) применим только для ЖКМ с односторонним подводом и отводом газа, а другой, описанный в работах Кляуса И.П., достаточно сложен и обладает рядом недостатков.

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

I. Определить аналитически и экспериментально составляющие потребляемой мощности гидродинамических потерь с учетом уровня рабочих давлений, геометрии машины и окружной скорости рабоче-

го колеса.

2. Провести всестороннее исследование внутренних процессов в ЖКМ с целью уточнения физических представлений об их характере и источниках потерь.

3. Проверить правомерность положенных в основу теоретических исследований допущений.

4. Проверить результаты проведенных теоретических и экспериментальных исследований для ЖКМ с различными производительностями.

Во второй главе рассмотрены вопросы теоретического исследования и анализа энергетических характеристик ЖКМ.

Предложена методика разделения потерь мощности в ЖКМ, по которой потребляемая мощность складывается из индикаторной мощности и мощности трения

$$N_e = N_i + N_{тр} \quad \text{квт} \quad (1)$$

Величина каждой составляющей учитывается соответствующим к.п.д., в результате определяется изотермический к.п.д. машины

$$\eta_{из} = \frac{N_{из}}{N_e} = \eta_{из-инд} \cdot \eta_{тр} \quad (2)$$

Для выделения из мощности трения разнородных гидродинамических потерь N_r и потерь на механическое трение – трение в подшипниках и уплотнения вала $N_{мех}$ – применены коэффициенты соответствующих потерь

$$\eta_{тр} = 1 - \eta'_r - \eta'_{мех} = 1 - \frac{N_r}{N_e} - \frac{N_{мех}}{N_e} \quad (3)$$

Мощность гидродинамических потерь складывается из мощности трения жидкости в безлопаточном пространстве $N_{бл}$, мощности в рабочем колесе N_k и мощности на трение жидкостного кольца о торцовые стенки N_r , которая находится по известной методике расчета дисковых потерь в гидромашинах, тогда

$$N_r = N_{бл} + N_k + N_r \quad \text{квт} \quad (4)$$

На основании экспериментальных данных можно принять значение $\eta'_{мех} = 0,015 + 0,03$.

Индикаторную мощность машины в соответствии с соотношением (2) можно определить через работу изотермического сжатия газа по формуле

$$N_i = \frac{N_{из}}{\eta_{из-инд}} \quad \text{квт} \quad (5)$$

в которой величина изотермно-индикаторного к.п.д. определяется на основании экспериментальных данных по индцированию давления газа в рабочих ячейках и по замеру очертаний внутренней поверхности жидкостного кольца.

Для определения мощности $N_{\text{бл}}$ примем ряд допущений:

1. Характер течения жидкости в безлопаточном пространстве — струйный.

2. Потребляемая мощность ХКМ не зависит от расхода рабочей жидкости, подаваемой в машину.

3. Внутренняя поверхность жидкостного кольца представляет собой окружность с радиусом r_0 , смещенную от оси рабочего колеса с эксцентриситетом e' .

4. Ячейка с максимальным объемом находится в нижнем сечении машины.

Величина $N_{\text{бл}}$ определяется как затраты энергии на преодоление момента гидродинамических сил M в безлопаточном пространстве:

$$N_{\text{бл}} = \frac{M \omega}{1000} \quad \text{квт} \quad (6)$$

где ω — угловая скорость вращения рабочего колеса, с^{-1} .

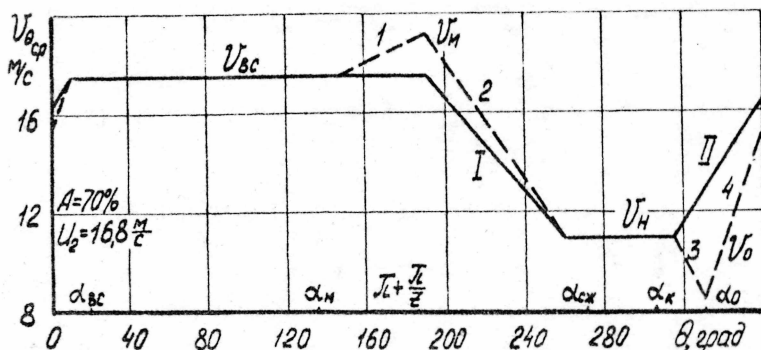


Рис. I

С достаточной для инженерной практики точностью поле средних скоростей жидкости в безлопаточном пространстве по углу поворота рабочего колеса можно заменить расчетной схемой с линейными участками и постоянными скоростями $U_{\text{вс}}$ и U_n в преде-

лах всасывающего и нагнетательного окон (рис. I). В зависимости от способа схематизации поля скоростей момент сил трения жидкости в безлопаточном пространстве можно выразить уравнениями:

$$M = M_{\text{вс}} + M_{\text{н}} + M_{\text{I}} + M_{\text{II}} + M_{\text{III}} + M_{\text{IV}} \quad \text{н} \cdot \text{м} \quad (7)$$

$$\text{или } M = M_{\text{вс}} + M_{\text{н}} + M_{\text{I}} + M_{\text{II}} \quad \text{н} \cdot \text{м} \quad (8)$$

в которых величина каждого члена определяется при интегрировании по каждому из линейных участков.

Величины скоростей и пределы интегрирования зависят от углов закрытия и открытия всасывающего и нагнетательного окон, скорости вращения рабочего колеса и внутренней геометрии машины.

Так, в выражении (8) для момента сил трения

$$M_{\text{вс}} = \frac{v_{\text{вс}}^2 \gamma_{\text{ж}}}{C^2} \cdot \int_{\alpha_{\text{вс}} - \frac{\pi}{2}}^{\pi + \frac{\pi}{2}} (h_2^3 + ha + hd + b r_2^2) d\theta = \frac{v_{\text{вс}}^2 \gamma_{\text{ж}}}{C^2} \cdot E \quad \text{н} \cdot \text{м} \quad (9)$$

$$M_{\text{н}} = \frac{v_{\text{н}}^2 \gamma_{\text{ж}}}{C^2} \cdot \int_{\alpha_{\text{н}} - \frac{\pi}{2}}^{\alpha_{\text{н}} + \frac{\pi}{2}} (h_2^3 + ha + hd + b r_2^2) d\theta = \frac{v_{\text{н}}^2 \gamma_{\text{ж}}}{C^2} \cdot F \quad \text{н} \cdot \text{м} \quad (10)$$

$$M_{\text{I}} = \frac{\gamma_{\text{ж}}}{C^2} \cdot \int_{\pi + \frac{\pi}{2}}^{\alpha_{\text{н}} - \frac{\pi}{2}} (h_2^3 + ha + hd + b r_2^2) \left[v_{\text{вс}} - \frac{\theta - (\pi + \frac{\pi}{2})}{\alpha_{\text{н}} - \pi - \frac{2\pi}{2}} (v_{\text{вс}} - v_{\text{н}}) \right]^2 d\theta =$$

$$= \frac{\gamma_{\text{ж}}}{C^2} \left[v_{\text{вс}}^2 G_{\text{I}} + \frac{v_{\text{вс}} v_{\text{н}} - v_{\text{вс}}^2}{\alpha_{\text{н}} - \pi - \frac{2\pi}{2}} R_{\text{I}} + \frac{(v_{\text{вс}} - v_{\text{н}})^2}{(\alpha_{\text{н}} - \pi - \frac{2\pi}{2})^2} T_{\text{I}} \right] \quad \text{н} \cdot \text{м} \quad (11)$$

$$M_{\text{II}} = \frac{\gamma_{\text{ж}}}{C^2} \cdot \int_{\alpha_{\text{н}} + \frac{\pi}{2}}^{\alpha_{\text{вс}} - \frac{\pi}{2} + 2\pi} (h_2^3 + ha + hd + b r_2^2) \left[v_{\text{н}} + \frac{\theta - (\alpha_{\text{н}} + \frac{\pi}{2})}{\alpha_{\text{вс}} - \alpha_{\text{н}} - \frac{2\pi}{2} + 2\pi} (v_{\text{вс}} - v_{\text{н}}) \right]^2 d\theta =$$

$$= \frac{\gamma_{\text{ж}}}{C^2} \left[v_{\text{н}}^2 G_{\text{II}} + \frac{v_{\text{вс}} v_{\text{н}} - v_{\text{н}}^2}{\alpha_{\text{вс}} - \alpha_{\text{н}} - \frac{2\pi}{2} + 2\pi} R_{\text{II}} + \frac{(v_{\text{вс}} - v_{\text{н}})^2}{(\alpha_{\text{вс}} - \alpha_{\text{н}} - \frac{2\pi}{2} + 2\pi)^2} T_{\text{II}} \right] \quad \text{н} \cdot \text{м} \quad (12)$$

Комплексы E, F, G, R, T в уравнениях (9)–(12) зависят только от геометрии машины, окон и рабочего колеса, а величины составляющих момента сил трения зависят еще от плотности

рабочей жидкости, величин скоростей жидкости на участках расчетной схемы и коэффициента гидравлического трения λ_r , входящего в коэффициент Шези C .

Расчетная схема по выражению (7) с большей точностью описывает течение жидкости в безлопаточном пространстве, так как учитывает изменение скорости до величин U_m и U_o , а также изменение величины угла α_o (соответствующего максимальной толщине жидкостного кольца) для различных режимов работы машины и различных окружных скоростей рабочего колеса.

Данная методика расчета $N_{сл}$ позволяет учесть влияние уровня рабочих давлений путем учета изменения величины средней скорости жидкости в безлопаточном пространстве в зависимости от режима работы машины. Интегрирование в выражениях (7) и (8) можно производить с помощью ЭВМ методами численного интегрирования, что сокращает объем и время вычислений.

Создаваемый в настоящее время в соответствии с ОСТ26-12-III3-74 ряд водокольцевых машин имеет сходную конструкцию рабочего колеса и одинаковую схему подвода и отвода газа. Это позволяет использовать для расчета мощности в рабочем колесе ХКМ подход, разработанный в теории гидромашин, в основе которого лежат условия подобия и принципы моделирования, базирующиеся на теории подобия гидромеханических процессов в лопаточном пространстве жидкостного кольца. Этот подход позволяет с достаточной точностью определять мощность в рабочем колесе любой машины ряда на основании экспериментальных данных для одной из машин этого ряда, принимаемой в качестве модели, при этом учитываются все виды потерь в рабочем колесе. В качестве безразмерных характеристик рабочего колеса можно принять его к.п.д. η_k , выраженный через приведенные параметры Q' и n' и взятый при определенной величине вакуума на всасывании машины (рис.2), что следует из условия подобия жидкостных потоков в лопаточном пространстве рабочего колеса по критерию Эйлера.

Приведенный расход определяется из выражения

$$Q' = Q_{ж} / \gamma_2^2 \sqrt{H_m} \quad \frac{\text{л}}{\text{м}^2/\text{с}} \quad (13)$$

а приведенное число оборотов - из выражения

$$n' = 2\gamma_2 n / \sqrt{H_m} \quad \frac{\text{л}}{\text{м}^2/\text{с}} \quad (14)$$

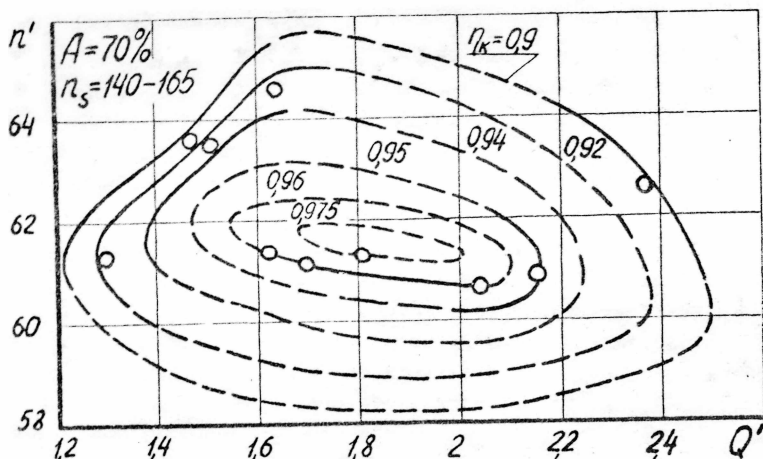


Рис. 2

В выражениях (I3), (I4)

$$Q_{ж} = \frac{\pi(r_{22}^2 - r_1^2) \delta_0 n \psi}{60} \quad \text{м}^3/\text{с} \quad (\text{I5})$$

$Q_{ж}$ - расход жидкости через рабочее колесо

$$H_m = \frac{U_2^2}{g(1+n_1)} - \frac{2\omega^2 e' r_0 \operatorname{tg} \beta_2}{\pi g(1+n_1)} \quad \text{м} \quad (\text{I6})$$

H_m - теоретический напор, создаваемый рабочим колесом.

Конечное число лопаток Z колеса в выражении (I3) и (I4) учитывается поправкой Пфлейдерера для гидромашин, которая имеет вид

$$n_n = \frac{2\psi_n}{Z(1-\gamma^2)}, \quad (\text{I7})$$

где $\psi_n = 0,55 + 0,68 + 0,6 \sin \beta_2;$ (I8)

γ - втулочное отношение расчетного колеса;

β_2 - выходной угол лопаток рабочего колеса.

Коэффициент быстроходности определяется выражением

$$n_s = 3,65 n \sqrt{Q_{ж}} / H_m^{3/4} \quad \text{об/мин} \quad (\text{I9})$$

Для ЖКМ, выпускаемых в нашей стране, его величина лежит в довольно узких пределах: $n_s = 140-165$.

Мощность в рабочем колесе ЖКМ определяется по формуле

$$N_K = N_K^m (1 - \eta_K) = \frac{Q_{ж} H_m (1 - \eta_K) \delta_{ж}}{1000} \quad \text{квт} \quad (20)$$

По изложенной методике можно определять мощность в рабочем колесе для подобных машин с различной производительностью с учетом уровня рабочих давлений.

Проведен анализ влияния геометрии машины и рабочего колеса на мощность гидродинамических потерь и ее составляющих. Даны рекомендации по выбору эксцентриситета, минимального зазора между рабочим колесом и корпусом, количества и выходного угла лопаток рабочего колеса, относительной ширины и втулочного отношения рабочего колеса с точки зрения минимума абсолютной и удельной величины мощности гидродинамических потерь.

В третьей главе представлена программа и методика экспериментальных исследований, приведено описание экспериментальной установки и изложены методики обработки экспериментальных данных и оценки погрешностей измерений.

Для выполнения намеченных задач была создана экспериментальная установка на базе серийно выпускаемого вакуум-насоса ВВН-12, которая обеспечивает изменение вакуума на всасывании машины от 60 до 90%, изменение окружной скорости рабочего колеса от 12,8 до 19,1 м/с и изменение расхода рабочей жидкости от $0,33 \cdot 10^{-3}$ до $0,67 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

Измерение скоростей жидкости в безлопаточном пространстве проводилось приемниками напора с проточным ниппелем, имеющим значительную (до $\pm 58^\circ$) нечувствительность к углам скосов потока, для одиннадцати радиальных и трех осевых сечений жидкостного кольца, а также по высоте безлопаточного пространства. Приемники напора вводились в безлопаточное пространство через герметичный ввод и имели две степени свободы. Отсчет величин полного и статического давлений производился по показаниям пружинного манометра и мановакуумметра с предельными значениями относительной погрешности 3,7 и 4,5%.

При построении полей скоростей жидкости в безлопаточном пространстве скорости осреднялись как по высоте безлопаточного пространства в каждом радиальном сечении по углу поворота рабочего колеса, так и для осевых сечений жидкостного кольца.

Для проверки точности результатов определения скоростей экспериментально определялась толщина жидкостного кольца, при-

чем для этой цели впервые был применен ультразвуковой метод. Измерения проводились при помощи ультразвукового дефектоскопа УДМ-3 с нормальной искательной головкой на частоту 5мгц для тех же осевых и радиальных сечений, в которых замерялись скорости жидкости в безопачточном пространстве, с предельным значением относительной погрешности измерений 1,9%.

Оценка мощности, затрачиваемой на сжатие газа, проводилась по результатам определения формы внутренней поверхности жидкостного кольца и по осциллограммам давления газа в рабочих ячейках, снятым при помощи датчика давления с полупроводниковыми тензорезисторами, соединенными в мостовую схему, имеющего большое внутреннее сопротивление (810 ом), повышенную чувствительность к деформации, высокую частоту собственных колебаний и допускающего тарировку статическим давлением. Сигналы с датчика давления, помещенного во втулке рабочего колеса, через ртутный токосъемник и усилитель ϕ 1510 поступали на светолучевой осциллограф Н117, где записывались в виде развернутых по углу поворота рабочего колеса осциллограмм давления, для расшифровки которых записывались также сигналы с электромагнитного отметчика верхней точки. Предельное значение относительной погрешности определения давления составляет 4,4%.

Для получения энергетических и объемных характеристик машины при помощи мерной диафрагмы замерялась производительность; мотор-весами — потребляемая мощность; объемным счетчиком ВКОС-20 и секундомером — расход воды, подаваемой в машину; ртутными гермометрами — температуры воздуха и воды; пружинным вакуумметром — разрежение на всасывании; пружинным манометром — давление на нагнетании. Предельная относительная погрешность измерения всех перечисленных величин лежит в пределах 2÷5%.

В четвертой главе приведены результаты экспериментальных исследований жидкостного и газового потоков в машине, на основании которых даны рекомендации по выбору величин для определения составляющих потребляемой мощности и произведен анализ влияния расхода рабочей жидкости, окружной скорости рабочего колеса и уровня рабочих давлений на энергетические характеристики ХМ.

Экспериментально установлено, что изменение расхода рабочей жидкости в пределах от $0,33 \cdot 10^{-3}$ до $0,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ не оказывает существенного влияния на величину потребляемой мощности и ее составляющих, что подтверждается данными по замеру полей скоростей в безлопаточном пространстве по углу поворота рабочего колеса и его высоте, данными индиферирования толщины жидкостного кольца и давлений газа в рабочих ячейках, а также энергетическими характеристиками машины.

Приведены экспериментальные данные для значений скоростей жидкости и пределов интегрирования в расчетных схемах поля скоростей для уравнений (7) и (8), учитывающие давление всасывания и окружную скорость рабочего колеса. Отмечено, что для окружной скорости рабочего колеса $U_2 = 16,8 \text{ м/с}$ и расхода рабочей жидкости $\dot{V}_w = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ повышение вакуума на всасывании машины от 60 до 90% приводит к смещению минимума средней скорости жидкости в безлопаточном пространстве против вращения рабочего колеса от 340° до 320° (угол отсчитывался от верхней точки машины по направлению вращения рабочего колеса). Для вакуума на всасывании машины $A = 70\%$, расхода рабочей жидкости $\dot{V}_w = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ увеличение окружной скорости рабочего колеса от 12,8 до 19,1 м/с приводит к смещению минимума средней скорости в безлопаточном пространстве от 300° до 340° , а максимума — от 160° до 190° по направлению вращения рабочего колеса. Величина скорости $\bar{V}_m$ определяется углом закрытия всасывающего окна α_m , который следует выбирать равным $\pi - \frac{\pi}{2}$, и достигает величины $1,06 + 1,17 U_2$, а величина скорости $\bar{V}_0$ достигает $0,37 + 0,5 U_2$. При измерении скорости жидкости по высоте безлопаточного пространства подтверждено допущение о струйном характере течения в нем, а данные по определению полей скоростей жидкости по углу поворота рабочего колеса доказывают, что газожидкостной поток в ЖКМ подчиняется уравнению Бернулли.

Ультразвуковое индиферирование толщины жидкостного кольца показало, что на всей внутренней поверхности жидкостного кольца имеется азрированный слой, а в лопаточном пространстве рабочего колеса, особенно в верхней части машины, имеет место вихревое движение жидкости. Эти явления наиболее ярко проявляются при уменьшении окружной скорости рабочего колеса до

12,8 м/с и служат причиной ухудшения энергетических и объемных характеристик машины. "Бочкообразности" жидкостного кольца для машины ВВН-12 не было обнаружено, что, видимо, объясняется "сглаживающим" влиянием втулки рабочего колеса.

Величина расхождения расчетного очертания внутренней поверхности жидкостного кольца с экспериментально найденным лежит в пределах 3-14%, а качественная картина хорошо согласуется с данными по определению полей скоростей жидкости в безлопаточном пространстве.

На основании данных по индизированию давлений газа в рабочих ячейках машины ВВН-12 и ВВН-3 установлено, что для вакуума $A=60\%$ $\eta_{из-инд}=0,56 \pm 0,66$, а для вакуума $A=80\%$ $\eta_{из-инд}=0,54 \pm 0,58$. Величина изотермно-индикаторного к.п.д. зависит от геометрии машины и рабочего колеса и имеет оптимум по окружной скорости рабочего колеса и вакууму на всасывании машины. Вместе с к.п.д. трения она определяет оптимум изотермического к.п.д. машины. Положения кромок открытия и закрытия окна нагнетания оказывают существенное влияние на потери мощности в процессе нагнетания и должны быть увязаны с положением кромки закрытия всасывающего окна. Влияние перетечек заметно сказывается при $U_2 \leq 14,8$ м/с и с увеличением вакуума на всасывании машины.

Экспериментально установлено влияние уровня рабочих давлений и окружной скорости рабочего колеса на абсолютные и удельные величины составляющих потребляемой мощности и мощности гидродинамических потерь для машины ВВН-12 и ВВН-3. Мощность трения жидкости в безлопаточном пространстве возрастает с увеличением вакуума и окружной скорости рабочего колеса. Отмечено, что к.п.д. колеса имеет оптимум по окружной скорости рабочего колеса и уменьшается с увеличением вакуума на всасывании машины.

Мощность в рабочем колесе ИКМ определялась из уравнения (20):

$$\eta_K = 1 - \frac{N_K}{N_K^m} \quad (21)$$

$$\text{где } N_K = N_e - N_i - N_{bl} - N_T - N_{мех} \quad \text{квт} \quad (22)$$

Все члены правой части уравнения (22) были определены на

основании экспериментальных данных по исследованию внутренних процессов в ХКМ. При построении безразмерных характеристик рабочего колеса были использованы данные по исследованию и испытанию различных ХКМ, выпускаемых в нашей стране.

Отмечено, что мощность в рабочем колесе соизмерима по величине с мощностью трения жидкости в безлопаточном пространстве и заметно влияет на характер изменения абсолютной и удельной величины мощности гидродинамических потерь, что подтверждает данные, приведенные в работах Автономовой И.В.

Результаты проведенных на машине ВВН-12 экспериментальных исследований подтверждены данными анализа ее внешних характеристик и результатами исследований вакуум-насосов ВВН-3 и РМК-3, приведенными в других работах.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Уточнены методика разделения потерь мощности в ХКМ и методика расчета мощности трения жидкости в безлопаточном пространстве с учетом геометрии машины и рабочего колеса, окружной скорости рабочего колеса и уровня рабочих давлений машины.

2. Разработана методика расчета мощности в рабочем колесе, позволяющая рассчитывать ее для подобных машин различной производительности, и получены безразмерные характеристики рабочего колеса.

3. Предложены рекомендации по выбору геометрии машины и рабочего колеса с точки зрения снижения абсолютной и удельной величины мощности гидродинамических потерь.

4. Экспериментально установлено, что изменение расхода рабочей жидкости от $0,33 \cdot 10^{-3}$ до $0,67 \cdot 10^{-3}$ м³/с для вакуум-насоса ВВН-12 не оказывает заметного влияния на величину потребляемой мощности и ее составляющих.

5. Подтверждено, что мощность в рабочем колесе ХКМ по величине соизмерима с мощностью трения жидкости в безлопаточном пространстве.

6. Получены рекомендации по выбору величины изотермического индикаторного к.п.д. для различных режимов работы ХКМ и различных окружных скоростей рабочего колеса.

7. Разработана методика измерений очертаний внутренней поверхности жидкостного кольца ультразвуковым способом.

8. Разработана методика индигирования давлений газа в рабочих ячейках по углу поворота рабочего колеса с применением датчиков давления с полупроводниковыми тензорезисторами.

9. Проведено измерение скоростей жидкости в безлопаточном пространстве вакуум-насоса ВВН-12 по углу поворота рабочего колеса, по высоте безлопаточного пространства и для различных сечений вдоль оси рабочего колеса и на их основе разработаны расчетные схемы поля скоростей жидкости в безлопаточном пространстве.

10. Получены рекомендации по выбору относительных величин скоростей и пределов интегрирования, необходимых для расчета мощности трения жидкости в безлопаточном пространстве.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Определение объемов рабочих ячеек по углу поворота рабочего колеса в жидкостнокольцевых машинах. Известия ВУЗов, Машиностроение, №3, 1978 (Соавторы: Лубенец В.Д., Автономова И.В., Соколов А.Е.).

2. Экспериментальное определение поля скоростей в безлопаточном пространстве жидкостнокольцевого вакуум-насоса. Реферативный сб. "Химическое и нефтяное машиностроение", №5, ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, М., 1978.

3. Некоторые вопросы конструирования и исследования нагнетательного тракта жидкостнокольцевых машин. Сб. трудов Всесоюзного научно-исследовательского и конструкторско-технологического института компрессорного машиностроения, Сумы, 1976 (Соавторы: Бодик И.С., Соколов А.Е.).

4. К вопросу определения положения кромок нагнетательного окна в жидкостнокольцевых машинах. Тезисы докладов и сообщений на Всесоюзной научно-технической конференции по вакуумной технике, Казань, 1976 (Соавторы: Райзман И.А., Соколов А.Е., Бодик И.С.).

Л 76712 от 23/2-79, Объем I п.л. тип. МВТУ
заказ №9 тираж 100 экз.