

М404629

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ
имени Н. Э. БАУМАНА

На правах рукописи

ДЕДТЯРЁВА Татьяна Сергеевна

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РЕЖИМОВ ОХЛАЖДЕНИЯ
ПОРШНЕВЫХ ВАКУУМ-НАСОСОВ

Специальность 05.04.06 - вакуумная и компрессорная техника

Автореферат диссертации
на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Работа выполнена в Московском ордена Ленина, ордена Октябрьской революции и ордена Трудового Красного Знамени высшем техническом училище имени Н.Э. Баумана на кафедре "Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты".

Научный руководитель – доктор технических наук, профессор П.И. Пластинин.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Иванов Б.А.,
кандидат технических наук, доцент Науменко А.И.

Ведущая организация – ПО "Борец" (г.Москва)

Защита диссертации состоится "... " 198. г.
в часов на заседании специализированного совета К.053.15.07 в Московском высшем техническом училище имени Н.Э. Баумана в ауд. факультета "Энергомашиностроение" по адресу: Москва, 107005, Лефортовская набережная, д.1.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского высшего технического училища им. Н.Э. Баумана.

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные печатью, просим выслать по адресу: 2-я Бауманская, ... анного совета.

Автор

специ

Н. Козлов

Подписано
Тираж 100
д.Б.

M 407629

сем 1 п.л.
умайская,

М404629

Актуальность проблемы. Широкое применение в промышленности технологических процессов с использованием низкого вакуума ставит перед машиностроителями задачу создания экономичных вакуум-насосов, в том числе, поршневых, отвечающих современным требованиям. Одним из основных преимуществ поршневых вакуум-насосов (ПВН) по сравнению с другими типами механических насосов является их экономичная и более устойчивая работа в широком диапазоне давлений всасывания. Чтобы ограничить повышение температуры в рабочих полостях при высоких степенях повышения давления и в режимах работы, приближающихся к режиму *max* мощности, подавляющее большинство ПВН имеет водяное охлаждение цилиндров. При выборе режимов охлаждения ПВН до внедрения результатов исследований, изложенных в настоящей работе, заводы-изготовители руководствовались нормами, относящимися к поршневым компрессорам общего назначения, так как в ГОСТ 1867-57 "Поршневые вакуум-насосы", действовавшем по 1977 г., вопросы охлаждения не были оговорены. Вследствие этого затраты на охлаждающую воду были чрезвычайно завышены и в некоторых случаях достигали 50% от общих эксплуатационных затрат. В то же время предварительные испытания насоса 2ВНП-3, проведенные в ИВТУ, показали, что расход воды может быть значительно уменьшен без ухудшения характеристик насоса. Отсюда следует, что эффективность ПВН можно существенно повысить за счет выбора оптимального режима охлаждения.

Все сказанное делает весьма актуальным проведение специального исследования влияния режимов охлаждения на характеристики ПВН с целью снижения эксплуатационных затрат и повышения эффективности насосов.

Цель работы. Целью работы явилось повышение эффективности ПВН за счет совершенствования режимов охлаждения.

Научная новизна. Впервые разработана методика определения оптимального охлаждения ПВН. Создана математическая модель, позволяющая исследовать характеристики ПВН в зависимости от режима охлаждения. Экспериментальным путем получены данные, необходимые для моделирования.

Практическая ценность. Разработанная методика позволяет без проведения громоздкого эксперимента определить оптимальный режим охлаждения поршневых вакуумных насосов и существенно повысить эффективность ПВН за счет уменьшения затрат на охлаждающую воду и электроэнергию.

Практическая ценность была подтверждена выбором оптимального режима охлаждения ряда серийных вакуум-насосов ЗВН-3, ВН-6, 2ДВН-6, выпускаемых ПО "Мелитопольхолодмаш". За счет оптимизации режима охлаждения этих машин эксплуатационные затраты на электроэнергию и охлаждающую воду были уменьшены на 17+423%. На основании результатов настоящей работы в ГОСТ 21710-76 на ВВН, разработанный взамен ГОСТ 1867-57, было впервые включено требование, согласно которому *max* расход охлаждающей воды не должен превышать 2 л на м³ производительности насоса.

Апробация работы. Изложенный в диссертации материал докладывался на:

- Всесоюзной конференции по вакуумной технике, Казань, 1970;
- Всесоюзном научном семинаре "Пути повышения эффективности поршневых компрессорных машин", Москва, 1973;
- 4-й Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Сумы, 1974;
- 5-й Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Москва, февраль 1978;
- 6-й Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Псков, февраль 1982.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 печатных работ и один ГОСТ.

Объем работы. Диссертационная работа изложена на 145 страницах машинописного текста. Состоит из введения, 4-х глав, выводов, иллюстрирована 54 иллюстрациями; библиография содержит 66 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность поставленной задачи, дана характеристика используемых в работе методов, изложены основные результаты работы.

В первой главе показаны общность и различие требований, предъявляемых к системам охлаждения ВВН и поршневых компрессоров (П). Общими требованиями являются следующие:

1. Температура нагнетаемого воздуха в машинах со смазкой не должна превышать 160°C.
2. Для систем охлаждения, использующих воду с нелимитированной жесткостью, температура воды на выходе из рубашки не должна превышать 40°C.

3. При выполнении первых двух требований расход воды следует выбирать, исходя из наименьших суммарных эксплуатационных затрат.

Отмечены также особенности, присущие системам охлаждения ПВН. В ПВН масса сжимаемого газа значительно меньше, чем в ПК, что позволяет отвести практически все тепло сжатия и трения в охлаждающую рубашку, поэтому определение расхода охлаждающей воды для ПВН должно производиться на основании результатов исследования процессов теплопередачи в рабочих полостях и зарубашечном пространстве блока цилиндров.

В силу общности требований, предъявляемых к системам охлаждения ПВН и ПК, проведен анализ работ, посвященных вопросам охлаждения и теплообмена в цилиндрах этих машин. Влияние охлаждения на характеристики ПВН практически не исследовалось. В теории разделения потерь, предложенной В.Д. Мубенцом и получившей дальнейшее развитие в работах В.С. Едемского и П.И. Пластинина, зависимость коэффициента откачки от температуры теплопередающей поверхности $T_{ст}$, характеризующей температурный режим ПВН, выражалась с помощью коэффициента подогрева λ_T . Влияние $T_{ст}$ на мощность оценивалось лишь косвенно, через показатели политроп. Математическая модель цикла ПВН, предложенная П.И. Пластининым, не могла быть использована для исследования характеристик насоса в зависимости от режима охлаждения или $T_{ст}$, так как процесс теплоотдачи в этой модели записан на основании результатов испытаний ПК.

Проведенный анализ работ, посвященных исследованию охлаждения цилиндров ПК, позволил выделить 3 хронологических этапа. На первом этапе, охватывающем 60-е годы, проводились экспериментальные исследования с целью упорядочения норм на расход охлаждающей воды; результатом явились зависимости для определения расхода охлаждающей воды, приведенный в монографии М.И. Френкеля, работах А.А. Бельского, З.С. Рахмилевича, В.И. Шестакова. Характерной особенностью следующего этапа явилась попытка описания процессов теплоотдачи в цилиндре ПК с помощью уравнений технической термодинамики и теплоотдачи. Здесь следует отметить работы А.А. Бадамина, работы начала 70-х годов, выполненные в ЛПИ им. Калинина под руководством Л.С. Ястина, работу Н. Чалашканова, в которых мгновенный показатель политропы впервые был представлен в функции коэффициента теплоотдачи. Однако полученные выражения не нашли

достаточного применения, так как оказались слишком громоздкими и без использования ЭВМ трудно реализуемыми.

На современном этапе подавляющее большинство исследований ПК проводится с использованием математических моделей. Подробный обзор моделей, известных в СССР и за рубежом, выполнен П.И.Пластиным. Несмотря на то, что по данным ряда авторов (Touber S., Л.А.Штейнгарт, Б.С.Фотина, Ю.В.Захарова и др.) теплообменом в цилиндре ПК можно пренебречь, во всех существующих математических моделях он учитывается. Процесс теплоотдачи принято считать стационарным, что позволяет для определения теплового потока от газа к стенке цилиндра использовать уравнение Ньютона:

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \alpha F (T_r - T_{cr}) dt,$$

где

α — коэффициент теплоотдачи;

F — поверхность теплообмена;

T_r — температура газа;

t — время.

Почти все формулы для определения коэффициента теплоотдачи имеют безразмерный вид. Известны формулы Прилуцкого-Фотина, Петриченко-Сносковского, Пластина-Твалчрелидзе и др. Однако попытка использования их для описания процессов теплоотдачи в ПВН привела к большой погрешности в определении температур газа в рабочих полостях.

На основании проведенного анализа для достижения цели, поставленной в работе, были сформулированы основные задачи исследования:

- исследование влияния температуры теплопередающей поверхности на характеристики ПВН с использованием метода математического моделирования;
- исследование влияния параметров режима охлаждения на характеристики ПВН, поиск оптимальных параметров режима охлаждения;
- проведение экспериментальных исследований с целью получения эмпирических зависимостей, необходимых для математической модели рабочего цикла ПВН и процессов теплоотдачи в зарубашечном пространстве, экспериментальное обоснование принятых допущений;
- проведение экспериментальных исследований с целью проверки предложенной методики;
- разработка рекомендаций по выбору оптимального режима охла-

дения конкретных машин.

Вторая глава посвящена разработке математической модели ПВН, предназначенной для исследования влияния средней температуры теплопередающей поверхности $\bar{T}_{cr}$ на характеристики насоса. Под $\bar{T}_{cr}$ понимается температура поверхности, ограничивающей рабочие полости ПВН, усредненная по площадям.

При составлении модели был принят ряд допущений, из которых основные:

- газ, откачиваемый насосом, идеальный;
- вращение кривошипа равномерное;
- конвективный теплообмен между газом и стенками рабочих полостей может быть описан формулой Ньютона;
- коэффициент теплоотдачи определяется зависимостью

$$Nu = A Re^x Pr^y,$$

где Nu , Re , Pr - безразмерные критерии;

A , x , y - коэффициенты, определяемые экспериментально.

При определении критерия Re в цилиндрах ПК наибольшее пространство получили зависимости, в которых за определяющую скорость принята мгновенная скорость поршня или скорость вихря, что неприменимо в ПВН, так как волизи мертвых точек происходит интенсификация процесса теплообмена, поэтому для определения критерия Re предложено использовать формулу Петриченко-Оносовского, в которой определяющей скоростью является средняя скорость поршня C_m :

$$Re = \frac{C_m D \rho}{\mu_g R T},$$

где D - диаметр цилиндра; ρ , T - давление и температура в рабочих полостях; μ_g - коэффициент динамической вязкости, R - газовая постоянная.

Для описания изменения параметров газа в четырех рабочих полостях ПВН были использованы следующие уравнения:

1. уравнение первого начала термодинамики для переменной массы

$$d(mu) = -p dV + i_o dm - dq,$$

где $d(mu)$, dm , dp , dV - изменения внутренней энергии, массы, давления газа и объема соответствующей рабочей полости; dq - внешний теплоприток от стенок рабочей полости; i_o - энтальпия вновь поступающей порции газа dm .

2. уравнение теплоотдачи

$$dq = \alpha F (T_r - \bar{T}_{cr}) dt.$$

3. уравнение состояния, записанное в форме

$$dT = \frac{1}{R} \left[\frac{p}{m} dV + \frac{V}{m} dp - \frac{RT}{m} dm \right],$$

где. — универсальная газовая постоянная.

4. уравнения для определения объемов рабочих полостей ПВН получены из кинематической схемы кривошипно-шатунного механизма.

При решении поставленной задачи в применении к ПВН системы MBTU были сделаны следующие допущения:

— расход газа, перетекающего из полости опорожнения в полость на-
полнения в процессе перепуска, определялся по уравнению адиабатического истечения:

$$dm = \mu_p F_p \Psi \frac{p_0}{\sqrt{RT_0}} dt,$$

где μ_p — коэффициент расхода через перепускной канал; F_p — переменное значение сечения перепускного канала; Ψ — газодинамическая функция, зависящая от отношения давлений; p_0 , T_0 — параметры газа в полости опорожнения. Коэффициент расхода μ_p выбирался в соответствии с результатами исследований В.П. Григорова;

— давление газа в процессе всасывания считалось постоянным и равным:

$$\bar{p} = p_{bc} \lambda_{gr},$$

где p_{bc} — давление газа во всасывающем патрубке; λ_{gr} — коэффициент дросселирования, определяемый на основании рекомендаций В.С. Едемского;

— давление газа в процессе нагнетания, осуществляемого через кольцевой клапан, принималось равным: при усилии пружины, превышающем потери давления в клапане, $p = p_H + \frac{p_{np}}{\beta f_c}$, в противном случае —

$$p = p_H + \mathcal{E} p_H,$$

где p_H — давление в нагнетательном трубопроводе; p_{np} — усилие, создаваемое пружиной; β — коэффициент давления потока; f_c — площадь проходного сечения седла; $\mathcal{E}$ — относительные потери давления при прохождении газа через нагнетательный клапан, определялись по уравнению, предложенному М.И. Френкелем для критерия скорости $M < 0,2$.

При моделировании цикла в рабочих полостях ПВН в качестве начальных условий была выбрана точка окончания перепуска в полости со стороны крышки. Для определения параметров газа в этой точке предложена система уравнений массового и энергетического ба-

ланса в процессе перепуска и смещения при соединении полостей цилиндра и золотника, записанная в предположении адиабатического смещения. При записи системы уравнений был сделан ряд допущений, основанных на результатах эксперимента, изложенных в главе 4. Предложенная система уравнений может быть также использована для инженерных расчетов параметров газа в характерных точках индикаторной диаграммы рабочих полостей ПВИ системы МРТУ.

Система дифференциальных линейных уравнений, положенная в основу математической модели цикла ПВИ, решалась приближенным методом Эйлера в предположении квазистатичности всех процессов. Выходными данными модели явились следующие характеристики ПВИ: индикаторная мощность, коэффициент откачки, количество отводимого тепла в отдельных процессах и суммарное за цикл. Программа для реализации модели была составлена на алгоритмическом языке АЛГОЛ-60 для ЭВМ М-222. На модели был проведен численный эксперимент по исследованию влияния температуры теплопередающей поверхности $\bar{T}_{ст}$ на объемные и энергетические характеристики ПВИ. Анализ полученных результатов показал, что повышение $\bar{T}_{ст}$ приводит к уменьшению теплоотвода от стенок цилиндра, незначительному увеличению индикаторной мощности к существенному снижению коэффициента откачки (при номинальном давлении всасывания и повышении $\bar{T}_{ст}$ от 273 до 333 К относительное увеличение индикаторной мощности составило менее 2%, а снижение коэффициента откачки - 8-10%).

Третья глава посвящена разработке методики выбора оптимального режима охлаждения. Для решения этой задачи на основе теплового баланса ПВИ определялся суммарный тепловой поток Q_w , отводимый с охлаждающей водой, исследовался процесс теплообмена в зарубашечном пространстве, проводился анализ характеристик ПВИ от параметров режима охлаждения. При определении Q_w и его отдельных составляющих было принято, что количество тепла, расходуемое на подогрев масла и рассеиваемое в окружающую среду, равно нулю. Тогда

$$Q_w = Q_{ст} + \Delta Q_{гн.гн.} + Q_{тр.п.к.} + Q_{тр.с.},$$

где $Q_{ст}$ - суммарный тепловой поток от газа к стенкам рабочих полостей;

$\Delta Q_{гн.гн.}$ - тепловой поток от стенок нагнетательной камеры к охлаждающей воде;

$Q_{тр.к.}$, $Q_{тр.с}$ – тепловой поток, эквивалентный мощности трения поршневых колец и сальников.

Составляющая баланса $Q_{ст}$ определялась во второй главе по уравнению Ньютона; мощность трения поршневых колец – согласно методике, разработанной Эглишем и апробированной в применении к поршневым компрессорам. При определении коэффициента трения в функции безразмерного параметра Φ (методика Хоргена) температура масла принималась равной температуре теплопередающей поверхности. Проведённый анализ показал, что работа трения поршневых колец ПН при давлении всасывания до 10 кПа практически не зависит от $P_{вс}$, а повышение температуры теплопередающей поверхности на 20° приводит к снижению $Q_{тр.к.}$ на 25% за счёт уменьшения вязкости масла. На основании результата проведённых экспериментов принято, что работа трения, теряемая в сальниках, составляет 0,1+0,12 работы трения поршневых колец.

Средний по поверхности коэффициент теплоотдачи $\bar{\alpha}_{нагр}$ в полости нагнетания на основании проведённых исследований принимался равным $300 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$.

Анализ течения жидкости в зарубашечном пространстве ПН показал, что скорость вынужденного течения охлаждающей воды в рубашке ПН значительно меньше, чем в ПК и ДВС ($Re < 10^3$), что приводит к существенному подогреву жидкости на выходе рубашки. Вследствие этого теплоотдача в зарубашечном пространстве определяется не только вынужденным потоком жидкости, но и свободным её движением, обусловленным разностью плотностей нагретых и холодных частиц. Для определения безразмерного критерия Nu , характеризующего процесс теплоотдачи в зарубашечном пространстве ПН, предложена зависимость

$$Nu = C Re^{0.4} (Gr Pr)^{0.3} \left(\frac{P_{ж.к}}{P_{ст}} \right)^{0.25},$$

где Re , Gr , Pr – безразмерные критерии;

C – коэффициент, определяемый экспериментально.

При определении числа Re усложняющая скорость жидкости принималась равной $\bar{u} = G_w / \delta_{ж}$, где G_w – секундный расход охлаждающей жидкости; $\delta_{ж}$ – площадь шели водяной рубашки.

Для плоской шели $\delta_{ж} = \delta \sqrt{F_w}$,

где δ — ширина щели; F_w — поверхность теплообмена.

Из совместного решения уравнений теплоотдачи и теплопроводности, записанных для установившегося теплового потока в зарубашечном пространстве ПН, получено выражение, позволяющее провести анализ зависимости параметров режима охлаждения от $\bar{T}_{cr}$ при известной тепловой нагрузке $Q_w(\bar{T}_{cr})$:

$$G_w C_w \left(1 - e^{-\frac{\alpha_w F_w}{G_w C_w}} \right) = \frac{Q_w(\bar{T}_{cr})}{\bar{T}_{cr} - \frac{Q_w(\bar{T}_{cr})}{\frac{\pi \ell_u \lambda_M}{\ell_n D_2/D} + \frac{2\pi \ell_s \lambda_M}{\ell_n d_2/d} + \frac{\lambda_M F_F}{\delta_{cr}}} - T_{w6x}},$$

где G_w , T_{w6x} — расход и температура охлаждающей воды; C_w — теплоемкость воды; F_w — площадь омываемой поверхности; α_w — коэффициент теплоотдачи; λ_M — теплопроводность материала; D_2 , D — наружный, внутренний диаметры цилиндра; d_2 , d — наружный, внутренний диаметры золотниковой камеры; ℓ_u , ℓ_s — длины теплопередающей поверхности цилиндра, золотника; F_F — суммарная теплопередающая поверхность крышек и нагнетательной полости; δ_{cr} — толщина стенки.

Использование этого уравнения в модели, разработанной во второй главе, позволило провести анализ изменения объемных, энергетических и температурных характеристик насосов ЗВНП-3, ВНП-6 в диапазоне параметров режима охлаждения: $t_{w6x} = 2+20^\circ\text{C}$, $G_w = 0,1+0,8 \text{ м}^3/\text{час}$.

При $P_{bc} = 10 \text{ кПа}$ и изменении параметров режима охлаждения от паспортных до наилучших в диапазоне эксперимента коэффициент откачки λ снижается на 5% (при низких P_{bc} — на 2-5%), индикаторная мощность N_{ind} возрастает на 1%, мощность трения поршневых колец и сальников снижается на 3%. Характер зависимости удельной мощности $N_{уд}$ от расхода охлаждающей воды определяется соотношением объемных и энергетических потерь; при низких P_{bc} зависимость имеет явно выраженный *min*. Температура газа в момент открытия нагнетательного клапана не превышала 160°C , что удовлетворяет нормам, предъявляемым техникой безопасности. Установлено, что в указанных насосах фактором, ограничивающим снижение расхода воды, является температура воды на выходе из рубашки, которая согласно требованиям техники безопасности не должна превышать 40°C .

Разработана блок-схема решения задачи по выявлению оптимального режима охлаждения ПН, т.е. режима охлаждения, при ко-

тором суммарные эксплуатационные затраты на электроэнергию и охлаждающую воду (C_x) достигают наименьшего значения. Входными данными являются конструктивные параметры ПВД, давление всасывания, число оборотов, температура воздуха и охлаждающей воды на входе в насос, значения себестоимостей воды и электроэнергии. Ограничения накладываются на температуру нагнетаемого воздуха и воды на выходе из рубашки. Результатом решения является зависимость себестоимости 1 м³ сжимаемого газа от G_w и значение оптимального расхода воды G_{wopt} (при заданной T_{w8x}), при котором суммарные эксплуатационные затраты достигают наименьшего возможного значения. В качестве примера получены зависимости $C_x = f(G_w)$ для вакуум-насосов ЗВНН-3 и ВНН-6. Все зависимости имеют $\min C_x$.

В четвертой главе поставлены задачи экспериментального раздела работы, дано описание экспериментальной установки, приведены результаты. Основными задачами являлись:

- экспериментальное исследование процессов теплоотдачи в рабочих полостях и зарубашечном пространстве ПВД с целью определения коэффициентов A , α , C в критериальных выражениях коэффициентов теплоотдачи;
- проверка допущений, положенных в основу математической модели;
- проверка и апробирование методики выбора оптимального режима охлаждения.

Экспериментальный стенд для исследования внутренних процессов ПВД смонтирован на базе насоса ЗВНН-3 системы МВТУ, оборудован аппаратурой для индицирования рабочих полостей, замера быстроменяющейся температуры газа и среднего за цикл температурного поля теплопередающей поверхности, а также приборами для получения объемных и энергетических характеристик машины. Для замера быстроменяющейся температуры газа в рабочих полостях был изготовлен специальный датчик на основе платиновой проволоочки диаметром 2-5 мк, так как широко применяемый датчик ВШХИ оказался непригодным из-за замасливания фторопластовой решетки, на которой расположена проволоочка, и самой проволоочки.

Тепловой поток, переданный от газа к стенкам цилиндра в рабочих полостях ПВД, составляет 60-80% мощности, затрачиваемой на валу, поэтому точность при моделировании процессов теплоотдачи играет существенную роль при разработке методики выбора оптимального режима охлаждения. С целью уменьшения ошибки при модели-

ровании тепловых процессов в рабочих полостях ПВД экспериментальное определение коэффициентов A , χ в безразмерном критерии Nu производилась на основании уравнения теплового баланса

$$N_{ung4} + N_{ung3} - m_{gc} c_p (\bar{T}_{j-a} - \bar{T}_{2-3}) = \frac{1}{\omega} A \left[\int_0^{2\pi} \left[\frac{\lambda_8(\varphi)}{D} (Re_4(\varphi))^{\chi} (P_{24}(\varphi))^{0.43} F_4(\varphi) + \frac{\lambda_6(\varphi)}{d} (Re_3(\varphi))^{\chi} P_{23}^{0.43} F_3(\varphi) \right] d\varphi \right],$$

где N_{ung4} , N_{ung3} — индикаторная мощность в полости цилиндра, золотника; $\bar{T}_{j-a}$, $\bar{T}_{2-3}$ — средние значения температуры в процессах нагнетания, всасывания; m_{gc} — масса всасываемого газа; $\lambda_8(\varphi)$ — коэффициент теплопроводности; $F_4(\varphi)$, $F_3(\varphi)$ — теплопередающие поверхности цилиндра, золотника в функции угла поворота коленчатого вала.

При статистической обработке результатов эксперимента получены следующие значения коэффициентов:

$$A = 36 \pm 5\%; \chi = 0,5.$$

В безразмерном выражении, предложенном для описания процесса теплоотдачи в зарубашечном пространстве ПВД, использовался экспериментальный коэффициент C , полученный из интегрального уравнения:

$$C \frac{\lambda_w}{D} Re^{0.4} (Gr Pr)^{0.3} \left(\frac{Pr_x}{Pr_{cr}} \right)^{0.25} F_w \theta = C_w c_w \Delta t_w,$$

где λ_w — коэффициент теплопроводности воды; θ — среднелогарифмический температурный напор. Среднеарифметическое значение C , вычисленное по данным всех экспериментов, составило 0,1947 $\pm 6\%$. Вероятность нахождения A , C в указанном интервале составила 95%.

На экспериментальном стенде проведена оценка допущений, принятых в математической модели. Установлено, что допущения, изложенные во второй главе, при определении теплового потока и температуры нагнетания приводят к ошибке, не превышающей 5%. С точностью до 3% совпали расчетные и экспериментальные зависимости относительной суммарной мощности трения (отношение суммарной мощности трения $N_{трx}$ при переменном C_w и $t_{w6x} = 15^\circ\text{C}$ к $N_{трx}$ при режиме охлаждения, соответствующем ГОСТ 21710-76) от расхода воды C_w .

С целью проверки методики выбора оптимального режима охлаждения был создан экспериментальный стенд и проведено исследование влияния параметров режима охлаждения на характеристики насоса

2ДВНП-6. По результатам эксперимента получено поле интегральных характеристик насоса при изменении расхода воды от 0,8 до 0,05 м³/час, температуры воды на входе от 5 до 35°C, давлении всасывания 1-10 кПа. Расчетные и экспериментальные зависимости, характеризующие влияние расхода воды на относительное изменение характеристик вакуум-насоса, совпали с точностью до 2-3%. Анализ зависимостей суммарных эксплуатационных затрат G_z от расхода воды G_w показал, что при $p_{вс} = 1 \text{ кПа}$ $\min G_z$ практически совпал с $\min N_{уд}$, так как относительный расход воды настолько мал, что дальнейшее его уменьшение не приводит к существенному снижению эксплуатационных затрат. При $p_{вс} = 5, 10 \text{ кПа}$ расход воды может быть уменьшен по сравнению со значением, определяющим наименьшую удельную мощность, в том случае, если выигрыш от сокращения затрат на воду превысит дополнительные затраты на электроэнергию, вызванные возрастанием удельной мощности.

В результате эксперимента установлено, что при себестоимостях воды и электроэнергии, равных соответственно 0,05 руб./м³ и 0,017 руб./квт.час, фактором, определяющим оптимальный расход воды для насоса 2ДВНП-6, является температура воды на выходе из рубашки.

Исследование влияния $t_{w\delta x}$ на работу ПВН показало, что в диапазоне температур $t_{w\delta x} = 4 \div 30^\circ\text{C}$ подогрев воды Δt_w , а, следовательно, и количество отведенного тепла практически не зависят от $t_{w\delta x}$. С учетом этого обстоятельства для насосов системы МВТУ производительностью до 10 м³/мин, оптимальный режим охлаждения которых определяется допустимой температурой воды на выходе из рубашки, предложены графические зависимости оптимального расхода воды на единицу производительности от $t_{w\delta x}$ при $p_{пред} \leq p_{вс} \leq 10 \text{ кПа}$ и температуре воды на выходе из рубашки равной 37°C.

Внедрение результатов работы в промышленность осуществлялось в два этапа. На первом этапе были внедрены рекомендации по определению расхода охлаждающей воды на стадии проектирования вакуум-насосов ЗВНП-3, ВНП-6, 2ДВНП-6. Согласно этим рекомендациям расход воды выбирался из условия наименьшей удельной мощности насоса при наибольшем допустимом давлении всасывания с учетом ограничений по температуре нагнетаемого воздуха и охлаждающей воды. Этот этап завершился включением в ГОСТ 21710-76 пункта, согласно которому расход охлаждающей воды должен быть не более 2 л на м³ производительности насоса. Экономический эффект от внедре-

ния в производство этих насосов, подсчитанный заводом-изготовителем, составил 102.700 руб. в год, причем 42,8% этого эффекта реализовались за счет уменьшения расхода воды по сравнению с прототипами насосов.

Второй этап — внедрение рекомендаций по пересмотру норм на расход охлаждающей воды унифицированных вакуум-насосов ЗВНП-3 и 2ДВНП-6 с целью обеспечения оптимального режима охлаждения, сформулированных по результатам настоящей работы. Для указанных насосов и принятых значений себестоимости воды и электроэнергии решающим условием выбора оптимального режима охлаждения являются граничные условия по величине допустимой температуры охлаждающей воды. Согласно рекомендациям расход воды при давлении всасывания в диапазоне от предельного разрежения до 10 кПа и температуре $t_{вх} = 4-30^{\circ}\text{C}$ должен быть установлен таким, чтобы температура воды на выходе из рубашки составляла $38\pm 2^{\circ}\text{C}$. Экономический эффект от внедрения этих рекомендаций, подсчитанный на ПО "Мелитопольхолодмаш", составил в среднем 1400 руб. на одну машину в год.

Основные результаты работы и выводы

1. В ПВН затраты на охлаждающую воду соизмеримы с затратами на электроэнергию, поэтому проблема выбора режима охлаждения, обеспечивающего наименьшие эксплуатационные затраты, является актуальной. В то же время анализ работ в области исследования ПВН показал, что вопросы охлаждения этих машин практически не изучены.

2. С помощью модели рабочего цикла ПВН проведен теоретический анализ изменения объемных, энергетических и температурных характеристик ПВН в зависимости от средней температуры теплопередающей поверхности.

3. На базе уравнения теплового баланса, стационарного уравнения теплопроводности через стенку цилиндра и уравнения теплоотдачи от стенки к охлаждающей воде получены зависимости характеристик ПВН от параметров режима охлаждения, которые были использованы для анализа влияния параметров охлаждения на работу ПВН.

4. Впервые разработана методика по выбору оптимального режима охлаждения ПВН, обеспечивающего наименьшие эксплуатационные затраты.

5. На специальном экспериментальном стенде, созданном на базе вакуум-насоса 2ВНП-3, были получены экспериментальные данные, необходимые для реализации разработанной методики расчета.

6. На основании предложенной методики исследованы зависимости интегральных характеристик поршневых вакуум-насосов 3ВНП-3, ВНП-6 от параметров режима охлаждения. Зависимости суммарных эксплуатационных затрат C_{Σ} от расхода воды G_w имеют $\min$ в области малых G_w . Оптимальный расход воды G_{wopt} , определяющий наименьшее значение C_{Σ} , зависит от давления всасывания и температуры воды на входе в рубашку.

7. При назначении нормы на расход охлаждающей воды граничными условиями является температура газа на нагнетании и температура воды на выходе из рубашки. В случае, если одна из температур превышает допустимое значение, расход воды следует назначать, исходя из температурных ограничений.

8. Для апробирования и проверки предложенной методики создан экспериментальный стенд на базе насоса 2ДВНП-6 и проведена серия тепловых испытаний в диапазоне $G_w = 0,05-0,9 \text{ м}^3/\text{час}$, $t_{w8x} = 4-35^{\circ}\text{C}$; $P_{вс} = P_{рег} \pm 10 \text{ кПа}$.

9. Результаты эксперимента подтвердили расчетные зависимости; отклонение экспериментальных точек от расчетных кривых не превысило 4%.

10. Предложено обеспечение оптимального режима охлаждения вакуум-насосов 3ВНП-3, ВНП-6, 2ДВНП-6 путем поддержания температуры воды на выходе из рубашки равной $38 \pm 2^{\circ}\text{C}$ на любом режиме работы в диапазоне $P_{вс} = P_{рег} \pm 10 \text{ кПа}$ и $t_{w8x} = 4-30^{\circ}\text{C}$.

11. Рекомендации по выбору режима охлаждения поршневых вакуум-насосов 3ВНП-3, ВНП-6, 2ДВНП-6 переданы Мелитопольскому компрессорному заводу и внедрены в производство.

12. Экономический эффект от внедрения рекомендаций составил в среднем 1400 руб. на одну машину.

13. На основании предварительных результатов настоящей работы были сформулированы требования к выбору режима охлаждения поршневых вакуум-насосов для включения их в ГОСТ 21710-76, разработанный при участии автора.

14. Результаты работы учтены в проекте нового ГОСТ "Насосы вакуумные поршневые", разрабатываемого в МВТУ взамен ГОСТ 21710-76, действие которого закончилось в 1981 г.

Основное содержание работы отражено в следующих публикациях:

1. О математическом моделировании работы поршневого вакуум-компрессора системы МВТУ/ П.И. Пластинин, А.К. Тьянцралидзе, Т.С. Дегтярева, В.С. Едемский. - В сб.: Пути повышения эффективности поршневых компрессорных машин: Тезисы докладов на Всесоюзном научном семинаре, М., 1973, с. 24-26.
2. Пластинин П.И., Дегтярева Т.С., Едемский В.С. Охлаждение цилиндров поршневых вакуум-компрессоров. - В кн.: Физика и техника вакуума, Казань, 1974, с. 166-171.
3. Пластинин П.И., Дегтярева Т.С., Шевченко Н.Р. К вопросу выбора режима охлаждения поршневого вакуум-компрессора. - В сб.: Конструирование, технология изготовления и эксплуатация компрессорных машин различного назначения: Тезисы докладов IV Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Сумы, 1974, с. 47.
4. Влияние режима охлаждения на характеристики вакуум-компрессора/ П.И. Пластинин, Т.С. Дегтярева, В.С. Едемский, Н.Р. Шевченко. - Труды / МВТУ им. Баумана, 1975, вып. 179, с. 17 - 20.
5. Дегтярева Т.С., Пластинин П.И. Исследование режимов охлаждения поршневых вакуум-насосов системы МВТУ. - В сб.: Повышение эффективности и совершенствование компрессорных машин и установок: Тезисы докладов V Всесоюзной конференции по компрессоростроению, М., 1978, с. 116.
6. Дегтярева Т.С., Пыжова Н.М. К вопросу выбора оптимального режима охлаждения поршневых вакуум-насосов ВВП-6 и 2ДВВП-6. - В сб.: Повышение технического уровня, надежности и долговечности компрессоров и компрессорных установок: Тезисы докладов VI Всесоюзной конференции по компрессоростроению, Л., 1981, с. 45.

