№ 380328

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

На правах рукописи

Бурлай Виктор Владимирович

Исследование влияния охлаждения на эффективность вихревого вакуум-компрессора

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

Москва—1981

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

Научный руководитель — кандидат технических наук, доцент ХМАРА В. Н.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор БЕКНЕВ В. С.

кандидат технических наук, доцент СИМОНОВ А. М.

Ведущее предприятие — ЛенНИИхиммаш

Защита диссертации состоится «27» апреля 1981 г. в 14 час. 30 мин. на заседании специализированного Совета К.053.15.07 „Криогенные, холодильные, гидравлические, вакуумные и компрессорные машины и аппараты" МВТУ и[illegible]осква, Лефортовс-[illegible]машиностроение".

[illegible]1981 г.

[illegible]ренные печатью, [illegible]сква, 2-я Бауман-[illegible]ет К. 053. 15. 07

[illegible]иблиотеке МВТУ

М380328

КОЗЛОВ В. Н.

Актуальность темы. Развитие газовой, химической, металлургической промышленности и других отраслей народного хозяйства ставит задачу создания эффективных вакуум-компрессоров для безмасляной откачки паров и газов. Предъявляемым требованиям по повышению надежности, снижению массогабаритных характеристик успешно удовлетворяют машины вихревого типа, которым присущи простота конструкции и технологичность в изготовлении, большой срок и удобство в эксплуатации. Особенно перспективно применение вихревых машин для получения вакуума, когда реализуется одно из основных преимуществ, состоящее в повышении напорности при пониженных давлениях.

Рассмотрение рабочего процесса в вихревом вакуум-компрессоре показывает, что производительность и напорность снижаются в результате переноса сжатого газа через отсекатель и связанного с ним подогрева.

Уменьшить отрицательное влияние подогрева газа при сжатии и тем самым достигнуть существенного увеличения производительности и степени повышения давления в вакуум-компрессоре можно путем охлаждения проточной части. Для расчета и проектирования охлаждаемых вихревых ступеней необходимо иметь зависимости по определению интенсивности теплоотдачи в рабочем канале ступени.

Цель работы. Целью настоящей работы явилось:

- проведение анализа эффективности охлаждения вихревых ступеней;
- исследование теплоотдачи в вихревых ступенях с периферийным и периферийно-боковым каналом;
- исследование структуры потока в вихревой ступени с периферийным каналом;
- получение обобщенной зависимости по определению коэффициента теплоотдачи в рабочем канале;
- разработка методики расчета вихревых ступеней с охлаждением.

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

Теоретический анализ включал в себя определение основных факторов, влияющих на интенсивность теплообмена в рабочем канале. Путем рассмотрения процесса с привлечением экспериментальных данных настоящего исследования разработана методика расчета вихревых ступеней с учетом внешнего теплообмена. Рас-

№ 880928

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1380328
Бурлай В.В.Исследование вл

МВТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

четы при теоретическом исследовании проведены численным методом с использованием ЭЦВМ "Наири-2".

Экспериментальная часть работы выполнена с применением современных измерительных средств. Обработка опытных данных по теплообмену проведена на основе теории подобия.

Научная новизна. Впервые проведено исследование процесса теплообмена в рабочем канале вихревого вакуум-компрессора, обоснована целесообразность применения внутреннего охлаждения для машин данного класса. Экспериментальное исследование структуры газового потока в ступени с периферийным каналом подтвердило наличие сложного винтообразного течения в рабочем канале, способствующего интенсификации теплообмена. Впервые получена обобщенная зависимость для определения коэффициента теплоотдачи в проточной части вихревых ступеней с периферийным и периферийно-боковым каналом.

Практическая ценность. Теоретическое и экспериментальное исследование проводилось в рамках научно-исследовательской темы, направленной на разработку перспективных вакуум-компрессоров. По результатам исследования показана целесообразность охлаждения рабочего канала одноступенчатых и особенно многоступенчатых вихревых машин. Представлены рекомендации по интенсификации теплоотдачи в проточной части. Получена обобщенная зависимость для определения коэффициента теплоотдачи в рабочем канале и на ее основе разработана методика расчета, позволяющая рассчитать более эффективную охлаждаемую вихревую ступень.

Внедрение. Результаты работы использованы при разработке вихревого вакуум-компрессора для газовых контуров технологических лазеров.

Апробация работы. По материалам диссертации сделан доклад на Всесоюзной научно-технической конференции "Научно-технический прогресс в машиностроении и приборостроении" (Москва, 1980 г.). Содержание диссертации обсуждалось и было одобрено на заседаниях научно-технического семинара и заседании кафедры "Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты" МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 3 печатных работы, получено I авторское свидетельство СССР. Основные разделы диссертации изложены также в техническом отчете по научно-исследовательской теме 9052179, № гос. регистрации

79035131.

Объем работы. Диссертационная работа изложена на 148 страницах машинописного текста, включая введение, четыре главы, основные результаты работы, 50 рисунков на 36 страницах, I таблицу. Библиография содержит 67 наименований.

Содержание работы

Во введении кратко рассматривается необходимость исследования процессов теплообмена в проточной части вихревых машин.

В первой главе представлен обзор экспериментальных и теоретических работ, посвященных:

- исследованию параметров потока - распределения поля скоростей, давлений и температуры в проточной части вихревых машин;
- исследованию теплообмена в изогнутых каналах и закрученных потоках.

Большая часть экспериментальных исследований в области вихревых машин направлена на определение оптимальных геометрических соотношений основных элементов. Сравнительно мало работ посвящено изучению параметров газового потока. Анализ результатов таких экспериментов, проведенных до настоящего времени, показал, что они подтверждают положения регенеративной гипотезы действия вихревой машины. Согласно данной гипотезы течение газа в проточной части рассматривается как результат наложения двух потоков расходного (тангенциального) и циркуляционного (меридионального). Работы, выполненные Байбаковым О.В., Бондаренко Ю.А., Анохиным В.Д., объект исследования в которых составили соответственно: гидравлический насос с боковым каналом, компрессорная ступень с периферийно-боковым каналом и ступень вакуум-компрессора с обтекателем оставляют открытым вопрос о характере течения в вихревой ступени с периферийным каналом. Данная проточная часть перспективна в плане создания высокопроизводительных вакуум-компрессоров на базе многоканальной проточной части. Среди указанных только одна работа Бондаренко Ю.А. посвящена детальному исследованию соотношения между тангенциальным и меридиональным потоками в зависимости от режима работы ступени с периферийно-боковым каналом.

В литературе отсутствуют данные исследований влияния теплообмена на характеристики вихревых машин.

Результаты исследования теплоотдачи в изогнутых каналах круглого сечения и закрученных потоках представлена в работах Кирпикова В.А., Нарежного Э.Г., Сударева А.В., Шунина В.К., Дина, Иешке, Себана и Маклауфлина. Представляют интерес исследования по теплоотдаче при характерной для рабочего канала кривизне трубы - $\frac{D}{d}=5...15$. Расчет коэффициента теплоотдачи при течении газа в изогнутом канале сводится либо к вычислению поправки на кривизну, либо введением в критериальное уравнение комплекса $Re\sqrt{\frac{d}{D}}$. Важным является вывод, сделанный Нарежным Э.Г. и Сударевым А.В. на основе опытного определения локальных значений коэффициента теплоотдачи в трубе с закрученным потоком. Согласно данным работы показатель степени в критериальном уравнении не зависит от угла закрутки потока.

Несмотря на качественное подобие - модели течения в рабочем канале вихревой ступени и в изогнутом канале существенно отличаются. Вследствие чего непосредственное использование материалов указанных исследований при расчете теплоотдачи в канале вихревой ступени не оправдано.

В соответствии с поставленной целью работы и результатом анализа публикаций были сформулированы задачи экспериментального и теоретического исследования:

- анализ влияния внешнего теплообмена на рабочий процесс и основные интегральные характеристики ступени;
- экспериментальное исследование работы многоступенчатого вакуум-компрессора с охлаждаемой проточной частью на различных режимах;
- исследование теплоотдачи в вихревых ступенях с периферийным и периферийно-боковым каналом;
- исследование структуры потока в ступени с периферийным каналом;
- обобщение результатов экспериментального исследования в критериальном виде;
- разработка рекомендаций по повышению эффективности охлаждения, разработка методики расчета охлаждаемых вихревых машин.

Вторая глава посвящена анализу влияния внешнего теплообмена на рабочий процесс в ступени вихревого вакуум-компрессора. Рабочий процесс в вихревой ступени сопровождается значительными потерями, основную долю среди которых составляют: гидравличе-

ские потери на трение, удар, отрыв потока и потери, связанные с переносом газа через отсекатель. Политропическое сжатие, а также преобразование потерь энергии в тепло определяют повышение температуры газа по всей длине проточной части. Существенное влияние на температурный режим оказывает и процесс смешения всасываемого газа с переносимым в межлопаточных каналах колеса, в результате которого температура начала процесса сжатия становится равной:

$$T_{см} = T_{вс}\left[1 + \frac{\lambda \partial_{01} \cdot \varkappa_0}{\varphi}\left(\pi_к - \pi_к^{\frac{1}{n_у}}\right)\right] \qquad (I)$$

здесь: $\varkappa_0 = \frac{v_{м1}}{\pi D_2 F_к}$ – объемный параметр рабочего колеса, $\pi_к$ и $n_у$ – степень повышения давления и условный показатель политропы сжатия, определяемые по состоянию газа в начале и в конце рабочего канала.

При рассмотрении вопроса о тепловом взаимодействии потока с основными элементами ступени – рабочим колесом и каналом принято, что температура и давление газа постоянны по всему меридиональному сечению проточной части; отсутствуют тепловые потоки от рабочего колеса к валу и по корпусу от одного меридионального сечения к другому; машина работает в установившемся тепловом режиме. С точки зрения направления теплового потока между сжимаемым газом и рабочим колесом выделены два участка канала. На первом из них температура поверхности лопаток колеса $T_л$ выше текущей температуры газа $T_{\varphi i}$, процесс сжатия на этом участке происходит с подводом тепла к газу. Обратное направление теплового потока – от сжимаемого газа к рабочему колесу наблюдается в остальной части рабочего канала. Анализ показал, что указанные процессы теплообмена между рабочим колесом и потоком газа вследствие разности температуры поверхности лопаток и текущего значения $T_{\varphi i}$ незначительно влияют на температуру нагнетаемого газа.

Условия конвективного теплообмена в проточной части ступени (высокие скорости и значительная турбулентность потока, искривленность теплообменной поверхности) способствуют интенсивной теплоотдаче от газа к стенкам рабочего канала. Важным моментом является то, что удельная поверхность охлаждения со стороны газового потока $\frac{F_ж}{V_0}$ у вихревых машин на порядок выше, чем у центробежных и осевых машин.

При отсутствии принудительного охлаждения проточной части

количество отводимого в процессе сжатия тепла и снижение температуры газа за счет теплопередачи от рабочего тела в внешней среде сравнительно невелико, поскольку определяющее влияние на характер теплообмена в этом случае оказывает теплоотдача свободной конвенцией. Значительное снижение температуры газа в процессе сжатия может быть достигнуто путем принудительного охлаждения стенок рабочего канала. Общее количество отведенного тепла при этом зависит уже, главным образом, от интенсивности теплоотдачи в самой проточной части.

Далее проводится анализ влияния теплообмена на основные интегральные характеристики вихревой ступени – степень повышения давления, коэффициент расхода, к.п.д., удельный расход мощности.

В предположении, что удельная работа сжатия $h_{пол}=\psi u_2^2$ при введении охлаждения проточной части остается постоянной, получено выражение для определения абсолютного увеличения степени повышения давления в охлаждаемой ступени по сравнению с неохлаждаемой:

$$\pi_{к0}-\pi_к=\frac{h_{пол}}{R}\left(\frac{1}{T_{см0}}-\frac{1}{T_{см}}\right)+\frac{1}{2}\frac{h_{пол}^2}{R^2}\left(\frac{1}{n_{y0}T_{см0}^2}-\frac{1}{n_y T_{см}^2}\right)+\dots \qquad (2)$$

где: $\pi_{к0}$, $T_{см0}$, n_{y0} и $\pi_к$, $T_{см}$, n_y – степень повышения давления, температура смешения и условный показатель политропы сжатия в ступени с охлаждением и неохлаждаемой ступени соответственно. Особенно значительно уменьшение $\pi_к$ вследствие отрицательного влияния подогрева для многоступенчатых машин, когда наблюдается интенсивный рост температуры, и степень повышения давления в каждой из ступеней убывает:

$$\pi_{кi}=\left(\frac{\Delta t_{пi}}{T_{вс}+\Delta t_{п1}+\Delta t_1+\dots+\Delta t_{пi-1}+\Delta t_i}+1\right)^{\frac{n_{yi}}{n_{yi-1}}} \qquad (3)$$

здесь: $\Delta t_{п1}$, $\Delta t_{пi-1}$, $\Delta t_{пi}$ – повышение температуры в отдельной ступени, связанное с политропическим сжатием, $\Delta t_{пi}=T_{нi}-T_{смi}$; Δt_1 , Δt_i – подогрев на всасывании каждой ступени в результате смешения расходного потока с газом, переносимым через отсекатель и имеющим температуру $T_{нi}$ $\Delta t_i=T_{смi}-T_{нi-1}$, $\Delta t_1=T_{см1}-T_{вс}$.

Увеличение степени повышения давления в рабочем канале $\pi_к=\frac{P_н+\Delta P_н}{P_{вс}-\Delta P_{вс}}$ по сравнению со степенью повышения давления, определяемой по конечным параметрам $\pi=\frac{P_н}{P_{вс}}$, обусловлено гидрав-

лическими потерями во всасывающем и нагнетательном окнах, рациональное профилирование которых может существенно уменьшить потери давления, и тем самым снизить температурный уровень процесса.

Снижение температуры начала процесса сжатия определяет и соответствующий рост производительности ступени. Зависимость коэффициента расхода от $T_{см}$ представлена в виде:

$$\varphi = \frac{1}{\eta_t \lambda_{др1}} \left[\varphi_к - x_0 \left(\pi_к^{\frac{1}{n_y}} - 1 \right) \right] \qquad (4)$$

где: $\eta_t = \frac{T_{бс}}{T_{см}}$ – к.п.д. подогрева, $\varphi_к = \frac{\int C_u dF}{u_2 F_к}$ – коэффициент расхода канала мало зависящий от режима охлаждения; $\lambda_{др1}$ – относительная потеря давления во всасывающем патрубке. Таким образом, характеристика вихревой ступени с охлаждаемой проточной частью в координатах " π " – " φ " смещается относительно характеристики неохлаждаемой ступени вправо и вверх.

Анализ влияния теплового режима на к.п.д. вихревой ступени показал, что во всем диапазоне изменения η_t

$$\frac{d\eta_{пол}}{d\eta_t} = \eta_h \eta_{т.п.} \eta_{др} \frac{1}{\left(1 + \eta_t \frac{\lambda_{др1} \cdot x_0}{\varphi} \pi_к^{\frac{1}{n}} \right)^2} > 0 \qquad (5)$$

т.е. повышение политропического к.п.д. происходит при снижении температурного уровня процесса (повышении η_t). В результате роста массовой производительности m_e и увеличения $\eta_{пол}$ в охлаждаемой ступени наблюдается снижение удельного расхода мощности:

$$N_{уд} = \frac{h_{пол}}{\eta_{пол}} \left(1 + \frac{m_e}{m_e} \right) \qquad (6)$$

В этой главе изложена также методика расчета охлаждаемой вихревой ступени. Расчет основан на использовании уравнения теплового баланса и условного показателя политропы сжатия, определяемого по состоянию газа в начале и в конце рабочего канала.

По результатам исследований модельных неохлаждаемых ступеней в расчете задается значением $\eta_{пол}^{проц}$ и определяются основные термодинамические параметры процесса – условный показатель политропы n_y, температура $T_{см}$ и $T_н$.

С учетом внутреннего охлаждения находится в первом приближении подогрев газа в охлаждаемой ступени:

$$\Delta t_{no} = \frac{h_i}{c_{p\phi}} - \frac{Q_w}{c_{p\phi}(m_e + m_o)} \qquad (7)$$

здесь: h_i - удельная работа сжатия; $Q_w = k_\phi F_\phi \Delta t_{cp}$ - общее количество тепла, отводимое через поверхность рабочего канала; $m_e + m_o$ - масса газа, участвующего в процессе сжатия.

Расчет среднего коэффициента теплоотдачи от газа к стенке производится по критериальной зависимости:

$$\overline{Nu}_{d_u\phi} = A Re^{B}_{d_u\phi}$$

где A и B - коэффициенты, полученные в результате экспериментального исследования теплоотдачи в рабочем канале вихревых ступеней.

При вычислении критерия Рейнольдса за определяющий размер принимается диаметр канала $d_u = \sqrt{\frac{4F_{пр.ч.}}{\pi}}$. Точность определения коэффициента теплоотдачи α_ϕ зависит также от правильности выбора определяющей скорости. В качестве определяющей принимается скорость $C = \sqrt{C_\tau^2 + C_m^2}$, определяющей температуры $\overline{T}_\phi = \frac{T_{cm} + T_H}{2}$.

Далее рассчитываются температура нагнетания T_{HO} и показатель политропы сжатия n_{yo} в охлаждаемой ступени, соответствующие первому приближению расчета. Вторым приближением по приведенной схеме достигается требуемая для технических расчетов точность.

В настоящей работе проведен анализ методов интенсификации теплообмена в проточной части ступени, которые позволяют повысить эффективность охлаждения. Показано, что увеличение коэффициента теплоотдачи α_ϕ известными способами: созданием искусственной шероховатости и за счет повышения скорости потока не являются приемлемыми для вихревых машин. В практике конструирования теплообменных аппаратов наибольшее распространение нашел метод создания высокоэффективных развитых поверхностей теплообмена. В МВТУ им. Н.Э.Баумана была предложена схема вихревой ступени с внутренним оребрением проточной части (авторское свидетельство № 767399) в виде тонких коротких стержней. Преимущество такого решения состоит в том, что сопротивление канала незначительно возрастает по сравнению с гладким и мало зависит от направления абсолютной скорости потока. Согласно предложенной методике выполнен расчет эффективности оребрения проточной части исследуемой ступени с периферийным каналом. Для конкрет-

но выбранного профиля ребер и режима работы ступени получены зависимости, позволяющие оценить положительный эффект от внутреннего оребрения, состоящий в дополнительном снижении температуры газа в проточной части. Произведена оценка гидравлического сопротивления канала с учетом оребрения.

В третьей главе приводится описание экспериментальных стендов и методики исследования.

Исследование влияния теплообмена в проточной части ступени на рабочий процесс, опытное определение коэффициента теплоотдачи в рабочем канале и изучение структуры потока проводилось на двух экспериментальных стендах.

Стенд малорасходного четырехступенчатого вихревого вакуум-компрессора включал: экспериментальную модель, нагреватель, электродвигатель переменного тока, две повышающие передачи. Модель, снабженная охлаждающей рубашкой, состояла из четырех последовательно расположенных ступеней с двухсторонней периферийно-боковой проточной частью. Перепуск газа осуществлялся через каналы, выполненные в межступенчатых диафрагмах. Оснащенный необходимым комплексом контрольно-измерительных приборов экспериментальный стенд позволил получить интегральные характеристики вакуум-компрессора в различных режимах работы: эжгаустерном и компрессорном; с охлаждением и без охлаждения проточной части; с предварительным подогревом на всасывании; изучить влияние теплообмена на энергетические показатели машины, исследовать соотношение давлений и температуры в отдельных ступенях. По результатам испытаний определялись также экспериментальные значения коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{эксп}}$.

Крупномасштабный стенд вихревой ступени с периферийным каналом был спроектирован и смонтирован специально для исследования теплоотдачи и структуры потока в рабочем канале. Корпус экспериментальной модели имел секционное рубашечное охлаждение. Рабочее колесо ступени было выполнено сборным и состояло из основного и двух покрывных дисков. Насадки для изучения поля скоростей крепились к стенке корпуса.

Таким образом, в качестве объекта экспериментального исследования в настоящей работе были использованы: вихревая ступень и многоступенчатый вихревой вакуум-компрессор – машины двух типоразмеров с различными проточными частями и различной кривизной рабочего канала. Это позволило исследовать теплоотда-

чу в вихревых ступенях с наиболее широко распространенными типами проточной части: с периферийным и периферийно-боковым каналами.

Характерные геометрические размеры рабочих колес и проточных частей экспериментальных моделей приведены в таблице I. В процессе исследований геометрические размеры моделей оставались неизменными.

Таблица I.

№№ пп	Исследуемая модель	Тип проточной части	D_2, м	$\beta_л$	$\beta_у$	$\bar{d}_u$	$F_к$, м²
I.	4-х ступенчатый вихревой вакуум-компрессор	2-х сторонняя с периферийно-боковым каналом	0,I25	90^0	0^0	0,II	$I,04 \cdot I0^{-4}$
2.	Вихревая ступень	с периферийным каналом	0,450	45^0 и 90^0	$I0^0$	0,20	$4,35 \cdot I0^{-3}$

Диапазон изменения окружных скоростей составил для малорасходного вихревого вакуум-компрессора 80,I ...II4,4 м/с, для вихревой ступени с периферийным каналом 25,I ...50 м/с, что соответствовало области изменения числа Рейнольдса $Re_{d_u\varphi} = 3 \cdot I0^4 \ldots 2 \cdot I0^5$.

Методика экспериментального исследования заключалась в определении коэффициента теплоотдачи, величины и направления абсолютной скорости потока. Все измерения, необходимые для определения коэффициента теплоотдачи: производительность вакуум-компрессора и вихревой ступени, уровни давлений, температура воздуха, охлаждающей воды и стенок рабочего канала, расход воды, проводились на стационарном тепловом режиме.

Экспериментальные значения α_φ определялись на основе измерений температуры потока и стенок корпуса, вычисления их средних значений по длине проточной части и измерений теплового потока жидкостно-энтальпийным методом.

С целью изучения структуры потока были применены два комбинированные шеститочечные трубчатые Г-образные ориентирующиеся насадка, которые представляли собой совмещенные пятиточечный насадок и трубку с протоком. Это позволило осуществить одновременно замеры углов натекания потока в двух взаимно перпендикулярных

плоскостях, а также измерение статического давления. По результатам измерений углов натекания в тангенциальной и радиальной плоскостях (α и β) были найдены меридиональная C_m и радиальная C_r составляющие скорости согласно зависимостям

$$C_m = C_t \operatorname{tg}\beta \ , \quad C_r = C_t \operatorname{tg}\alpha \quad \text{где} \quad C_t = \sqrt{\frac{2\Delta h_{дин}}{\rho}}$$ -

тангенциальная составляющая. Измерение углов натекания проведено в 7 меридиональных сечениях по длине проточной части (по 17 точек отсчета в каждом).

В этой главе представлены также основные расчетные зависимости и проведена оценка погрешности измерений и обработки экспериментальных данных.

<u>В четвертой главе</u> представлены результаты экспериментального исследования, их анализ и обобщение.

Результаты экспериментального исследования подтвердили выводы теоретического анализа о высокой эффективности охлаждения проточной части вакуум-компрессора. Показано, что охлаждение проточной части позволяет повысить напорность и производительность машины. Эффективность охлаждения как в компрессорном, так и в эксгаустерном режимах возрастает по мере уменьшения производительности, а также с ростом окружной скорости рабочих колес. Так при окружной скорости $U_2 = 114{,}4$ м/с в зависимости от коэффициента расхода относительное увеличение степени повышения давления в охлаждаемом вакуум-компрессоре по сравнению с неохлаждаемым вариантом $\frac{\pi_0 - \pi}{\pi} \cdot 100\%$ составляет в компрессорном режиме 16...40% и в эксгаустерном режиме 6...24%.

Исследованием зависимости производительности машины от теплового режима установлено, что относительное уменьшение коэффициента расхода $\frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\varphi_2} \cdot 100\%$, вызванное саморазогревом вакуум-компрессора при выходе его на тепловой режим (в случае отсутствия принудительного охлаждения проточной части), достигает 13.2...31%. В то время как в охлаждаемом вихревом вакуум-компрессоре отмеченное уменьшение $\frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\varphi_2}$ (φ_1 - коэффициент расхода вакуум-компрессора непосредственно после его включения, т.е. при работе в кратковременном режиме 1-2 мин; φ_2 - коэффициент расхода после выхода на тепловой режим) не превышало 7% при всех значениях φ .

Показано, что наибольшее влияние на температуру газа в про-

цессе сжатия оказывает режим работы вакуум-компрессора, т.е. уровень производительности и условия теплообмена с внешней средой. Увеличение окружной скорости рабочих колес при прочих равных условиях (в частности при $\bar{\pi} = idem$) сопровождается ростом температуры в проточной части. Как следует из полученных данных, зависимость $\Delta t_{под} = f(u_2)$ для всех режимов близка к линейной.

Исследованиями было отмечено повышение изотермического коэффициента полезного действия на 2...6% в зависимости от коэффициента расхода. Показано, что охлаждение проточной части позволяет получить выигрыш по удельной мощности вакуум-компрессора, абсолютное значение которого возрастает при увеличении степени повышения давления.

На основе непосредственных измерений температуры и давления в начале и в конце рабочего канала каждой из ступеней были определены значения условного показателя политропы сжатия. Установлено, что показатель политропы n_y возрастает при увеличении окружной скорости и коэффициента расхода особенно значительно при отсутствии охлаждения. Сопоставление результатов экспериментального определения n_{yo} в ступенях охлаждаемого вакуум-компрессора и значений n_{yo} , полученных с помощью предложенной методики расчета, показало их удовлетворимую сходимость (в пределах 10...12%).

В результате изучения общей картины течения в ступени с периферийным каналом и определения соотношения между составляющими абсолютной скорости c_τ , c_m и c_r установлено, что течение по всей длине рабочего канала имеет сложный трехмерный характер. В пределах рабочего канала следует выделить три основных участка, различающихся по их вкладу в совершение процесса повышения давления. Измерения скорости потока в сечении, расположенном вблизи всасывающего окна, показали, что течение здесь наиболее неравномерно. Второй участок характеризуется формированием организованного меридионального течения. Основная часть вихревого рабочего процесса происходит в пределах третьего участка, где отмечено наличие организованного течения, состоящего из двух потоков – тангенциального и меридионального.

Величина тангенциальной скорости переменна по меридиональному сечению и изменяется по длине проточной части. Максимальные значения c_τ независимо от режима работы наблюдаются в периферийной части канала. Наибольшее влияние на характер распре-

деления C_τ оказывает режим работы ступени. Зависимость C_τ от коэффициента расхода особенно заметна в конце рабочего канала и состоит в том, что при низких значениях φ в центральной части канала возникает обратное тангенциальное течение.

В меридиональном сечении выделяются две области, принципиально отличающиеся друг от друга - ядро потока и периферийная часть. В периферийной части C_τ уменьшается линейно от максимального значения, достигаемого вблизи стенок. В ядре потока организованное циркуляционное течение отсутствует. По мере уменьшения коэффициента расхода C_m возрастает на всем протяжении рабочего канала. Направление радиальной составляющей C_r переменно по сечению канала. В области канала, соответствующей лидирующей кромке лопаток рабочего колеса C_r направлена от периферии к центру канала, в другой половине меридионального сечения - от центра к периферии.

Таким образом, абсолютная скорость потока в ступени с периферийным каналом является векторной суммой трех составляющих C_τ, C_m и C_r, а линии тока в общем случае представляют собой цилиндро-конические винтовые линии с переменным по меридиональному сечению характером. Ввиду того, что $C_r \ll \sqrt{C_\tau^2 + C_m^2}$ построение расчетной схемы по теплообмену в рабочем канале вихревой ступени целесообразно исходя из скорости потока:

$$C \approx \sqrt{C_\tau^2 + C_m^2}$$

Обобщение опытных данных по теплообмену в вихревой ступени проводилось по критерию

$$Re_{d_u f} = \frac{u_2 \sqrt{\varphi_\tau^2 + \varphi_m^2}\, d_u}{\nu_f} \qquad (8)$$

здесь $\varphi_\tau = \frac{C_{\tau cp}}{u_2}$, $\varphi_m = \frac{C_{mcp}}{u_2}$ - коэффициенты расхода тангенциального и меридионального потоков. Средние значения $C_{\tau cp}$ и C_{mcp} были определены методом графического интегрирования эпюр тангенциальной и меридиональной составляющих скорости, полученных в настоящей работе:

$$C_{\tau cp} = \frac{\int_0^b C_\tau\, db}{b} \qquad C_{mcp} = \frac{\int_0^b C_m\, db}{b}$$

При обобщении данных по теплообмену в рабочем канале ступеней малорасходного вакуум-компрессора $C_{\tau ср}$ и $C_{тср}$ рассчитывались на основе известных результатов исследования составляющих абсолютной скорости потока в ступени с периферийно-боковым каналом. Полагалось, что при постоянном φ скорость в каждой точке меридионального сечения канала изменяется пропорционально U_2.

В результате проведенных экспериментальных исследований в настоящей работе получена критериальная зависимость для определения коэффициента теплоотдачи в рабочем канале вихревых ступеней с периферийной и периферийно-боковой проточной частью:

$$\overline{Nu}_{d_{ut}} = 0{,}041 Re^{0{,}8}_{d_{ut}} \qquad (9)$$

Формула справедлива при $Re_{d_{ut}} = 3 \cdot 10^4 \ldots 2 \cdot 10^5$.

Анализ результатов показал, что кривизна рабочего канала $\frac{d_u}{D_2}$ не оказывает влияния на интенсивность теплоотдачи.

Выполненные теоретические и экспериментальные исследования теплообмена явились основой для разработки методики расчета охлаждаемых вихревых ступеней. Предлагаемая методика включает в себя определение основных параметров ступени - $T_{см}$, $T_н$, $n_у$, π, φ в зависимости от интенсивности охлаждения и режима работы.

ВЫВОДЫ

1. Развитие многих отраслей промышленности требует разработки и создания эффективных средств безмасляной откачки паров и газов. Для получения низкого вакуума целесообразно применение вихревых вакуум-компрессоров, отличающихся от других типов лопаточных машин высокой напорностью. Уменьшить отрицательное влияние подогрева газа, связанное с особенностями рабочего процесса, позволяет охлаждение проточной части.

2. По результатам обзора публикаций установлено, что в настоящее время отсутствуют работы, посвященные исследованию охлаждаемых вихревых машин, сравнительно мало работ посвящено экспериментальному исследованию физических основ рабочего процесса. Неизученной, с точки зрения характера течения в проточной части, является ступень с периферийным каналом.

3. В результате проведенного анализа показано, что принуди-

тельное охлаждение проточной части оказывает существенное влияние на эффективность вихревого вакуум-компрессора. Условия теплообмена в проточной части способствуют интенсивной теплоотдаче от газа к стенкам канала. Охлаждение проточной части позволяет повысить напорность и производительность вакуум-компрессора при одновременном увеличении к.п.д. и снижении удельной мощности.

4. Созданы два экспериментальных стенда: для исследования влияния охлаждения на характеристики многоступенчатого вихревого вакуум-компрессора, для исследования теплоотдачи и структуры потока в вихревой ступени с периферийным каналом. Разработана методика исследования.

5. Экспериментальные исследования влияния теплообмена на рабочий процесс и основные интегральные характеристики 4-х ступенчатого малорасходного вакуум-компрессора подтвердили выводы теоретического анализа. Результаты исследования показали высокую эффективность охлаждения проточной части вихревого вакуум-компрессора. Отмечено, что при введении охлаждения выигрыш по напорности и производительности возрастает с увеличением окружной скорости рабочих колес, повышением уровня давления на всасывании и с уменьшением коэффициента расхода. Так при окружной скорости U_2 = 114,4 м/с максимальное относительное увеличение степени повышения давления $\frac{\Delta\pi}{\pi}$ составило для компрессорного режима до 40%, для эжекторного режима до 24%. На всех режимах сжатие в охлаждаемом вакуум-компрессоре характеризуется меньшей затратой удельной мощности. Особенно целесообразно охлаждение при повышенных окружных скоростях рабочих колес и многоступенчатом сжатии.

6. Проведено исследование поля скоростей в ступени с периферийным каналом. Подтверждены положения регенеративной гипотезы применительно к вихревой ступени с указанной проточной частью.

7. Результаты экспериментального исследования теплоотдачи в вихревых ступенях с периферийным и периферийно-боковым каналами обобщены критериальной зависимостью. Показано, что расчет определяющего критерия Re необходимо проводить с учетом винтообразного течения в канале, т.е. по действительной скорости потока.

8. На основе выполненных исследований разработана методика расчета охлаждаемых вихревых ступеней. Проанализированы методы интенсификации теплообмена в рабочем канале.

9. Результаты исследований и предложенная методика расчета использованы при разработке вихревого вакуум-компрессора для газовых контуров технологических лазеров.

Основные положения диссертации изложены в следующих работах:

1. Хмара В.Н., Бурлай В.В. Исследование влияния охлаждения на работу вихревой ступени. Тез. докл. Всесоюзной научно-технической конференции "Научно-технический прогресс в машиностроении и приборостроении" (14-15 февраля 1980 г.). М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1980, с. 18.

2. Хмара В.Н., Бурлай В.В. Исследование охлаждаемого вакуум-компрессора. М., 1980, 11 с. Рукопись представлена МВТУ им. Н.Э.Баумана. Деп. в ЦИНТИхимнефтемаш 24 сен. 1980, № 637-80.

3. Хмара В.Н., Бурлай В.В. Влияние охлаждения на процесс сжатия в вихревом вакуум-компрессоре. М., 1980, 6 с. Рукопись представлена МВТУ им. Н.Э.Баумана. Деп. в ЦИНТИхимнефтемаш 29 янв. 1981, № 679-81.

4. А.с. 767399 (СССР) Вихревая машина /В.Д.Лубенец, В.Н. Хмара, М.А. Радугин, В.В. Бурлай. Опубл. Б.И. 1980, № 36, с. 182-183.

№ Л-85917. Подписано к печати 9. III. 1981 г.
Роменская гортипография Сумского облполиграфиздата.
Зак. 1246. Тираж 100. 12. III. 1981 г.