

М 338302

Министерство высшего и среднего специального образования СССР



Московское

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

На правах рукописи

Смирнов Николай Алексеевич

ИССЛЕДОВАНИЕ БЕЗЛОПАТОЧНОГО ДИФфуЗОРА ЦЕНТРОБЕЖНОЙ
КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ В РЕЖИМАХ НИЗКОГО ВАКУУМА

(05.04.06 – вакуумная и компрессорная техника)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени кандидата технических
наук

Москва

1979 г.

Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское

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

На правах рукописи

Смирнов Николай Алексеевич

ИССЛЕДОВАНИЕ БЕЗЛОПАТОЧНОГО ДИФфуЗОРА ЦЕНТРОБЕЖНОЙ
КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ В РЕЖИМАХ НИЗКОГО ВАКУУМА

(05.04.06 - вакуумная и компрессорная техника)

Автореферат

диссертации на оискание ученой степени кандидата технических
наук

Москва

1979 г.

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1338302

Смирнов Н. А. Исследование

1338302 ср

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

Научный руководитель - д.т.н., профессор Дубенец В.Д.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Чистяков Ф.М.

кандидат технических наук, доцент Кулаков В.М.

Ведущее предприятие - ВНИИХолодМАШ

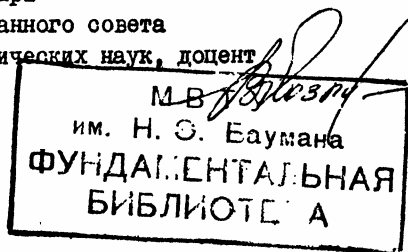
Защита состоится "18" июня 1979 г. в 14 час.
30 мин. на заседании специализированного совета К.053.15.07
"Криогенные, холодильные, гидравлические, вакуумные и компрес-
сорные машины и аппараты" при МВТУ им. Н.Э.Баумана по адресу :
107005, Москва, Лефортовская набережная, д.сч I, лабораторный
корпус ф-та "Энергомашиностроение".

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

Автореферат разослан "8" мая 1979 г.

Ученый секретарь
специализированного совета
кандидат технических наук, доцент

КОЗЛОВ В.Н.



Актуальность темы. Развивающаяся современная промышленность все более нуждается в вакуумных установках большой производительности, в том числе и в высокопроизводительных установках низкого вакуума.

XXV съезд КПСС определил пути дальнейшего развития различных отраслей, в том числе производства вакуумных машин и оборудования. Обеспечение их высокого качества требует дальнейших глубоких всесторонних теоретических и экспериментальных исследований. Создание высокопроизводительных вакуумных установок на базе существующих механических насосов, выпускаемых отечественной промышленностью (ротационные, водокольцевые, поршневые с золотниковым распределением и др.) за счет увеличения числа параллельно работающих машин нельзя считать экономически целесообразным ввиду их громоздкости и сложности.

Как показали работы, выполненные на кафедре 3-5 МВТУ им. Н.Э.Баумана, более целесообразным является применение многоступенчатых вакуумных установок, состоящих из насосов различных типов, где в качестве первых ступеней используются лопаточные (центробежные, осевые, вихревые и т.д.) вакуумнасосы, обеспечивающие высокую производительность. Последующее сжатие в таких установках осуществляется вакуумнасосами объемного типа.

Характерной особенностью центробежных машин является сравнительно большая объемная производительность при малом удельном весе и габаритах машины, непрерывность подачи газа, отсутствие контакта сжимаемой среды с маслом, хорошая уравновешенность, легкость фундамента. Это делает перспективным применение центробежных машин в установках низкого вакуума в качестве первых ступеней. В этом случае центробежная машина работает в вакуумном режиме.

Работа лопаточных машин в области малых давлений или малых чисел Рейнольдса (Re) характеризуется возрастанием гидравлических сопротивлений по газодинамическому тракту машин, увеличением пограничного слоя на стенках каналов, деформацией эпюры скоростей, что ведет к значительным отклонениям режимов работы машин от расчетного, а следовательно, затрудняет возможность использования для их расчета рекомендаций по основным коэффициентам и соотношениям, полученным при многочисленных теоретических и экспериментальных исследованиях центробежных машин в компрессорных режимах.

С целью более глубокого изучения процесса течения и на ос-

Нове этого накопления необходимых для расчета вакуумной центробежной ступени данных, представляется целесообразным поэлементное исследование ступени.

Настоящая работа посвящена исследованию течения в безлопаточном диффузоре центробежной компрессорной ступени в режимах низкого вакуума, при малых числах Re .

Применение безлопаточного диффузора (б.л.д.) обеспечивает:

- а) расширение экономичной и устойчивой зоны работы, что является одним из основных требований, предъявляемых к машинам;
- б) большую эффективность при высоких числах Маха (в б.л.д. не возникает скачков уплотнения), что особенно важно при постоянной тенденции к повышению окружных скоростей рабочих колес;
- в) большую надежность, что определяет долговечность работы компрессоров, особенно на тяжелых и загрязненных газах, в контурах высокого давления и при больших отношениях давления;
- г) простоту и универсальность конструкции и вытекающую из этого меньшую стоимость изготовления.

Результаты исследования центробежных компрессорных ступеней показывают, что большое влияние на к.п.д., характеристику ступени, структуру потока оказывает отношение ширины диффузора и колеса b_3/b_2 , радиальные размеры диффузора D_4/D_3 , эквивалентный угол раскрытия диффузора $\vartheta_{эв}$. Опыты свидетельствуют о высокой экономичности рабочих колес и указывают на важность изучения потока в неподвижных элементах проточной части, где происходят основные потери вследствие резкого понижения скорости и значительного увеличения гидравлического сопротивления.

Задача и цель работы. Задачей настоящей работы является исследование влияния малых чисел Re на структуру потока в безлопаточном диффузоре и его эффективность; влияния основных геометрических соотношений b_3/b_2 , D_4/D_3 , а также аэродинамических параметров потока на входе в диффузор и, следовательно, $\vartheta_{эв}$ на потери в безлопаточном диффузоре центробежной компрессорной ступени, работающей в области низких давлений.

Целью работы является разработка конкретных рекомендаций по выбору ряда параметров: b_3/b_2 ; D_4/D_3 ; $\vartheta_{эв}$ и α_z , которые ответственны бы минимальному коэффициенту потерь ζ_{min} при проектировании центробежной вакуумной ступени с безлопаточным диффузором.

Научная новизна работы состоит в теоретическом и экспериментальном исследовании безлопаточного диффузора центробежной

компрессорной ступени в зоне низких давлений при малых числах Re ; в создании экспериментальной установки, позволившей провести исследование проточной части модели ступени центробежной компрессорной машины в широком диапазоне давлений всасывания (Re) и различными геометрическими соотношениями; в разработке методики эксперимента, учитывающей особенности работы безлопаточного диффузора центробежной компрессорной ступени в режимах низкого вакуума, при малых числах Re ; в анализе влияния чисел Re , геометрии безлопаточного диффузора на структуру потока, позволяющую правильно выбирать физическую модель при расчете безлопаточного диффузора центробежной вакуумной ступени; в получении интегральных зависимостей коэффициента минимальных потерь от числа Re , эквивалентного угла раскрытия, расхода, позволяющих для заданного режима выбирать оптимальные геометрические соотношения безлопаточного диффузора, обеспечивающие наибольшую эффективность работы вакуумной ступени.

Результаты работы. Для заданного низковакуумного режима получены экспериментальные данные о влиянии чисел Re , геометрических соотношений, чисел Маха на структуру потока в безлопаточном диффузоре, на его эффективность; получены интегральные зависимости, позволяющие для заданного режима выбрать правильные геометрические соотношения для безлопаточного диффузора с целью получения минимальных потерь.

Практическая ценность данной работы заключается в использовании полученных результатов при создании высокоэффективной низковакуумной ступени с безлопаточным диффузором центробежного вакуумного насоса.

Апробация работы. По материалам диссертационной работы сделаны доклады на Юбилейной научно-технической конференции, посвященной 100-летию факультета "Энергомашиностроение" (Москва, 1968), на III Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению (Казань, 1971). Рекомендации данной работы использованы при рабочем проектировании центробежного вакуумного насоса, входящего в вакуумную установку ВУ-500/0,5 МВТУ, находящейся в производстве на Сумском насосном заводе.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 6 статей, получено 3 авторских свидетельства, 1 удостоверение о регистрации.

Объем работы. Диссертационная работа изложена на 100 страницах машинописного текста, включает введение, четыре главы, иллюстрирована 85 фигурами и 5 таблицами; список литературы оодержит 81 наименование.

Содержание работ.

В первой главе дан обзор работ по исследованию безлопаточных диффузоров центробежных компрессорных ступеней, поставлена задача и определена цель работы.

Данное исследование базируется на множестве теоретических и экспериментальных исследований, проведенные в разное время известными учеными-исследователями (советскими и зарубежными): Стечкиным Б.С. и Каванджаном П.К., Страховичем К.И. и Селезневым К.П., К.Фрайдерером, Поликовским В.И. и Невельсоном М.И., Дов-жиком С.А., Дмитриевским В.И. и Холщевниковым К.В., Эккертом Б.Л. Вальденаши, Станисом У. и Броуном Х., Дином и Сеноо, Джонсоном и Яноеном и многими другими. Особенно хотелось бы отметить работы В.Ф.Риса, Г.Н.Дена, С.П.Лившица по исследованию структуры потока в безлопаточном диффузоре, определению потерь в нем с использованием различных методов, в т.ч. теории пограничного слоя.

В литературе имеются некоторые сведения по испытанию центробежных нагнетателей авиационного типа с давлением всасывания в несколько десятков мм рт.ст.

Метельский Ю.К. исследовал центробежный авиационный нагнетатель при давлениях всасывания от 35 до 286 мм рт.ст. Приведенное число Re менялось в пределах $7,45 \times 10^5$ до $4,34 \times 10^6$. Для данного нагнетателя число $Re_{\text{г}} = 9 \times 10^5$ являлось границей автомодельного режима работы. При снижении давления всасывания до 35 мм рт.ст. и уменьшении числа $Re_{\text{г}}$ до $7,45 \times 10^5$ снижение к.п.д. было в среднем на 3-5%. В исследованиях, выполненных Б.С.Виноградовым на авиационном одноколесном нагнетателе с безлопаточным диффузором приведенное число Re менялось в пределах $3,5 \times 10^6$ до $4,5 \times 10^6$. При снижении числа Re с $4,5 \times 10^6$ и $M_{\text{г}} = 0,75$ наблюдалось уменьшение адиабатического к.п.д. примерно на 4-5% и незначительное падение коэффициента напора (до 2%) в области больших расходов. При малых расходах влияние числа Re незначительно. Ориентировочная граница автомодельной области начинается с числа Re близкого к величине $4,5 \times 10^6$. Сопоставляя указанные исследования можно отметить, что данные о предельном числе Re , за которым начинается автомодельная область значительно отличаются. Представляют интерес результаты статистической обработки опытных данных о влиянии числа Re на к.п.д. центробежных компрессоров авиационного типа, приведенные в работе Б.С.Виноградовым, Красильниковым и др. По этим данным существенное влияние $Re_{\text{г}}$ на к.п.д. наблюдается при $Re_{\text{г}} < 1 \times 10^7$. По исследованию влияния числа Re на работу стационарных ЦКМ имеется весьма ограниченный материал.

Значительный вклад в исследования лопаточных машин (центро-

бежных и осевых) в режиме низкого вакуума (до 10^{-1} мм рт.ст.) внесли ученые МВТУ им. Н.Э.Баумана Лубенец В.Д., Частяков Ф.М., Хмара В.Н., Сухомлинов И.Я. и др.

Результаты исследований показали принципиальную возможность эффективного использования лопаточных турбомашин в вакуумных установках, однако установлено существенное изменение их характеристик при работе в неавтомоделльной области.

Вторая глава посвящена рассмотрению критериев подобия, режимов течения в безлопаточном диффузоре, определению потерь на трение в безлопаточном диффузоре центробежной компрессорной ступени, работающей в режимах низкого вакуума.

Согласно теории подобия процессы могут считаться подобными при условии сохранения геометрического, кинематического и теплового подобия. Следовательно, анализ изменения характеристик центробежной ступени при переменных давлениях всасывания необходимо проводить рассматривая изменение критериев подобия. В общем случае для геометрически подобной системы тепловое и газодинамическое подобие процессов течения определяется критериями Re , Pe , Gr , θ . Температурный критерий (θ) связан с числом Маха. Наибольшее изменение при работе ЦКС в режимах низкого вакуума, в неавтомоделльной области, претерпевает критерий Рейнольдса, и его влияние на характеристики и эффективность работы ЦКС будет определяющим. Re зависит от давления всасывания в машине, причем изменение его пропорционально изменению давления. Таким образом, изменение давления всасывания с 760 до 1,0 мм рт.ст. приведет к изменению Re почти на ~ 3 порядка. Предельное или критическое значение Re_{abm} , определяющее автомоделльность режимов течения, т.е. область, в которой можно пренебречь влиянием Re на характер течения для ЦКС составляет $Re_{abm} \approx 10^6$. Естественно, поэтому, что режимы течения в проточной части ЦКС могут меняться довольно в широких пределах от турбулентного и ламинарного, где действительны законы вязкостных режимов до молекулярных. В связи с этим будет претерпевать изменение структура движущегося потока.

Влияние критериев Маха и Рейнольдса обычно рассматривается на компрессорных режимах взаимосвязано. Известно, например, что влияние Re ослабляется с увеличением M в области, близкой к автомоделльной. В неавтомоделльной по числу Re области критерий M не имеет самостоятельного значения, т.к. при заданном давлении изменение M приведет к изменению Re , влияние которого

оказывается большим.

По данным Шлихтинга Re , при котором течение имеет ламинарный характер вне зависимости от турбулентности потока, можно принять для круглой трубы и для течения в кольцевой трубе $Re_{\text{кр}} = 2000$.

Анализ показывает, что в безлопаточном диффузоре реальной центробежной ступени, имеющей $D_{\text{ж}} = 1$ мм рт.ст. и ниже в зависимости от производительности, может быть достигнут как переходный, так и чисто ламинарный режимы течения. Таким образом, при рассмотрении процессов течения газа в проточной части центробежных компрессорных ступеней, работающих в режимах низкого вакуума, применим закон Пуазейля. В неавтомоделной области по числу Re , где существенно возрастают потери трения, естественно ожидать коренного перераспределения относительных величин потерь в общем балансе потерь для каждого элемента проточной части ступени. В работе использован графоаналитический метод расчета потерь на трение, предложенный В.Н.Хмарой для определения потерь трения в конкретных каналах безлопаточного диффузора. При расчете величины потерь принята схема безотрывного стабилизированного течения потока газа.

Исходной для ламинарного режима течения потока в безлопаточном диффузоре является зависимость

$$dH'_{\text{тр} \delta ng} = 2 \frac{\mu_3 c_3}{f_3} \left(\frac{\mu}{\mu_3} \right) \left(\frac{V_3}{f_3} \right)^2 \left(\frac{F_3}{F} \right) \left(\frac{\Pi}{F_3} \right) d\ell$$

С учетом постоянства ширины безлопаточного диффузора, отсутствия внешнего теплообмена, неизменного значения среднего угла потока $\alpha_{\text{ф}}$, запишем

$$\Delta H'_{\text{тр} \delta ng} = \left(\frac{\mu_3 \alpha_3}{f_3' b_3} \right) \frac{1}{\sin \alpha_3} \Delta'_{\delta ng}$$

где параметр Δ' б.л.д. равен

$$\Delta'_{\delta ng} = \frac{9,21 M_{c_3}^2}{b_3/D_3 (2+m M_{c_3}^2)} \left\{ \ell_g \frac{D_4}{D_3} + \frac{m}{2(n-1)} \frac{\ell_g \frac{D_4}{D_3} - N'}{1-N'} \right\}$$

Приведены расчетные зависимости

$$\Delta'_{\delta ng} = f \left(\frac{b_3}{D_2}; M_{c_3}; n \right) \quad \text{при} \quad D_4/D_3 = 1,65,$$

показано влияние показателя политропы сжатия в безлопаточном диффузоре на величину Δ' б.л.д., определяющего потери $\Delta H'$ б.л.д. Показатель политропы n слабо влияет на потери в диффузоре. В интервале изменения показателя политропы $n = 1,6 + 2,0$ величина комплекса Δ' б.л.д. $\frac{b_3}{D_2} \sin \alpha_3$ меняется всего лишь на 5,5%.

В неавтомоделной области, при малых числах Re , потери можно определить как:

$$\Delta p_{\text{тр. сл.}} = \frac{\mu a_3}{K P_3 b_3} \left(\frac{c_3}{u_2} \right)^2 \frac{\Delta_3'}{\sin \alpha_3 M_{c_3}^2 \varphi_{2u}'}$$

$$\zeta_{\text{сл.}} = \frac{2 \mu a_3}{K P_3 b_3} \cdot \frac{\Delta_3'}{M_{c_3}^2 \sin \alpha_3}$$

Для исследуемой ступени с $\beta_2 = 45^\circ$; $D_2 = 0,38$ м; $b_3/b_2 = 0,7+1,35$; $D_4/D_3 = 1,35+1,7$ в зависимости от режима (давление на входе в диффузор менялось от $\sim 1,2$ до 60 мм рт.ст.) потери энергии составляют $\sim 50+20\%$ от $N_{\text{тк}}$.

Третья глава посвящена экспериментальному исследованию безлопаточного диффузора ЦКС в режимах низкого вакуума.

Исследование безлопаточного диффузора ЦКС проводилось на стенде, который был разработан и создан в лаборатории кафедры Э-5 МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Установка состоит из модели промежуточной центробежной компрессорной ступени, заключенной в герметизированное вакуумное кольцо. Требуемый уровень давления в кольце достигается с помощью отсасывающего вакуумного насоса ВН-4Г. Подобная схема позволяет проводить испытания в широком диапазоне давлений и имеет значительные преимущества по сравнению с многоступенчатой экспериментальной установкой из последовательно включенных вакуумных насосов: дает экономию в площади, занимаемой стендом, сводит к минимуму число занятых машин, уменьшает потребляемую мощность, упрощает эксперимент и позволяет испытать машины относительно большой производительности.

Вакуумное кольцо установки выполнено из тонкостенных труб с внутренним диаметром 300 мм. В кольце смонтирован холодильный кожухообразного типа с общей теплопередающей поверхностью 50 м². В схеме предусмотрена байпасная линия. Для получения необходимой точности замера производительности ступени в данной схеме была разработана система, обеспечивающая поддержание относительно высокого скоростного напора (многоканальный расходомер) и создан прибор, позволяющий замерять малые перепады давлений с достаточной точностью. Многоканальный расходомер — устройство с калиброванными трубами ($\ell = 800$ мм, $d_k = 76$ мм) в центре которых установлены трубки Пито. Отдельные каналы расходомера выключались по

мере снижения производительности ступени с целью увеличения скоростного напора в оставшихся каналах.

Прибор для замера малых перепадов давлений включает в себя датчик малых перепадов, электронный усилитель со стабилизатором напряжения и показывающий милливольтметр.

Для замера давлений выше 10 мм рт.ст. применялись вертикальные дифманометры, заполненные дибутилфтолатом с удельным весом $1,03 \text{ кг/м}^3$. Цена деления шкалы 1 мм. В области давлений ниже 10 мм рт.ст. использовались микроманометры с наклонной шкалой. Цена деления 0,1 мм H_2O — 1 мм шкалы. Следует отметить, что приборы для замера давлений требуют тщательной герметизации, в противном случае неизбежны ошибки при измерении. Измерение полного давления по ширине и высоте безлопаточного диффузора осуществлялось при помощи датчика полного давления (ДПД), рабочим элементом которого служит трубка полного давления.

Определение направления потока (вектора скорости) осуществлялось при помощи аэродинамического угломера. Температура воздуха по длине проточной части ступени ЦКС замерялась с помощью медноконстантановых термопар и электронного двенадцатиточечного потенциометра ЭШП-09 класса 0,5 со шкалой $0-100^\circ\text{C}$. Узлы установки термопар выполнены герметичными. Эффективная мощность электродвигателя определялась посредством мотор-весов. Число оборотов замерялось с помощью частотомера с датчиком оборотов с фотоэлементами, расположенном над муфтой, а также центробежным тахометром ИО-10.

Обработка экспериментальных данных проводилась с помощью ЭЕМ типа "Проминь", "Наирн".

Конструкция модели позволяла изменять геометрические параметры исследуемого безлопаточного диффузора в следующих пределах: $b_3/b_2 = 0,7+1,35$; $D_4/D_3 = 1,35+1,7$. Изменение числа Re , подсчитанного по осредненной входной скорости (C_3) и гидравлическому диаметру на входе б.л.д. ($2b_3$), достигалось изменением давления на входе в ступень от 10 до 50 мм H_2O и изменением окружной скорости рабочего колеса от 165 до 197,5 м/сек и составило в эксперименте $Re_{C_3} \approx 4,3 \times 10^3 + 8 \times 10^4$.

В результате исследования была получена картина течения потока по длине и ширине б.л.д. при различных условиях на входе в диффузор (α_3 ; C_3 ; Re_{C_3} ; $\varphi_{2\pi}$ и т.д.) и при 3-х различных соотношениях $b_3/b_2 = 0,7$; 1; 1,35.

Четвертая глава посвящена анализу результатов экспериментального исследования. Анализ полученных экспериментальных данных говорит о значительном влиянии числа Re на структуру потока газа в безлопаточном диффузоре, о существенном возрастании потерь, связанных с трением, о перераспределении относительных величин потерь в общем балансе потерь в безлопаточном диффузоре ЦКС.

Влияние малых чисел Re на структуру потока в б.л.д. Замер полного и статического давлений (а динамический напор получали на микроманометре, как разность $P_{\text{полн.}} - P_{\text{стат.}}$) осуществлялся на пяти радиусах по высоте и в пяти точках по ширине диффузора на различных режимах по P_{0c} , φ_{22} и u_2 . Эпюра динамического напора на входе в диффузор обладает наибольшей степенью неравномерности. На расчетном режиме ($\varphi_{22} \approx 0,27$) максимальное значение h_g смещено в сторону передней стенки. При φ_{22} меньших расчетного явно выраженное смещение $h_{g \max}$ в центр канала и к задней стенке. По мере удаления от рабочего колеса наблюдается уменьшение абсолютной величины $h_{g \max}$, а также уменьшение неравномерности h_g по ширине и в сечении $D/D_2 = 1,82$ (периферийное сечение) наблюдается почти полное выравнивание потока по ширине на всех режимах по φ_{22} , но все-таки с достаточно выраженным $h_{g \max}$ в центре канала. При уменьшении давления всасывания с 50 мм H_g до 10 мм H_g (а, следовательно, понижение числа Re на ~0,5 порядка) наблюдается достаточно большое падение $h_{g \max}$ (более чем в 3-и раза), а также значительное изменение характера неравномерности на расчетном режиме ($\varphi_{22} \approx 0,27$) и особенно на режимах с $\varphi_{22} < \varphi_{22 \text{ расчетного}}$. По мере удаления от рабочего колеса при уменьшении числа Re наблюдается лишь количественное изменение $h_{g \max}$, характер же потока остается, почти, без изменения. При уменьшении ширины диффузора характер изменения эпюры h_g иной; неравномерность наблюдается вблизи колеса, но эпюра более симметричная, т.е. $h_{g \max}$ находится вблизи оси канала. По мере удаления от колеса неравномерность уменьшается и в выходном сечении почти полностью отсутствует. При увеличении ширины диффузора не наблюдается значительного изменения характера течения вблизи рабочего колеса, т.е. также эпюра h_g неравномерна, с явным смещением $h_{g \max}$ к передней стенке. Причем этот характер изменения сохраняется по мере продвижения потока по каналу диффузора и только при значительном удалении от рабочего колеса неравномерность уменьшается, $h_{g \max}$

смещается от передней стенки диффузора к задней.

Замеры статического давления производились на передней стенке безлопаточного диффузора в сечениях по радиусу в диапазоне $D/D_2 = 1,0 \div 1,82$. Анализ показывает, что с уменьшением R_{bc} резко падает интенсивность повышения статического давления по мере удаления потока от рабочего колеса и практически перестает $h_{ст}$ расти при $R_{bc} \rightarrow 3$ мм H_2 и ниже при удалении потока на расстояние более чем $D/D_2 = 1,5 \div 1,6$. Это объясняется на наш взгляд значительным возрастанием потерь полного давления в периферийной части безлопаточного диффузора. Рассмотрено также влияние b_s/b_2 ; M_{u_2} на характер изменения статического давления.

На всех режимах работы ступени поток на выходе из колеса имеет пульсирующий характер со значительной (особенно C_2) степенью неравномерности распределения C_u и C_z по ширине канала. Торможение потока на входном участке диффузора приводит к увеличению указанной неравномерности C_u и C_z . К периферии неравномерность C_u и C_z несколько уменьшается вследствие выравнивания энергии по ширине диффузора, однако в общем она остается. На всех режимах величина C_u и особенно C_z у стенок диффузора меньше, чем в центральной зоне потока. При уменьшении давления всасывания с 50 мм H_2 до 10 мм H_2 , а, следовательно, понижением числа Re на 0,5 порядка наблюдается значительное изменение характера распределения C_u и C_z . По мере увеличения вязкости и толщины пограничного слоя (с уменьшением R_{bc}) наблюдается увеличение неравномерности эпюры радиальной составляющей абсолютной скорости с смещением $C_{z\max}$ в ядро потока (эпюра становится более симметричной). Причем эта неравномерность сохраняется по всей длине безлопаточного диффузора. Претерпевает некоторое качественное изменение (хотя и гораздо в меньшей степени, чем C_z) эпюра C_u . В частности, становится более выраженным $C_{u\max}$, причем наблюдается стремление к его перемещению в центр канала. По мере удаления от колеса эпюра становится более равномерной. В диффузорах с относительной шириной, отличной от единицы, наблюдается существенная деформация поля составляющих скоростей. Число Маха (M_{u_2}) не оказывает существенного влияния на качественную картину изменения C_z и C_u (разумеется в тех пределах изменения Маха, какое имело место в эксперименте), влияя лишь на качественные показатели.

Изменение абсолютной скорости C повторяет изменение h_g по

ширине и длине канала безлопаточного диффузора.

При переходе в неавтомодельную область, с относительно большими потерями трения и меньшей сжимаемостью в диффузоре наблюдается большее увеличение угла α по его длине. Анализ кривых показывает, что уменьшение давления на всасывании до 50 ± 10 мм Н_г (Re уменьшается в 15-80 раз) достаточно заметно изменяет картину течения в диффузоре (по сравнению с компрессорным режимом, т.е. автоматической областью). Кривые изменения направления потока в диффузоре носят неравномерный характер, причем эта неравномерность увеличивается по мере удаления от рабочего колеса и уже в середине диффузора на некоторых режимах (отличных от расчетных) наблюдается появление отрицательных значений углов (т.е. зона обратных токов), что объясняется большей интенсивностью образования пограничного слоя, а, следовательно, более резким торможением потока у стенок колеса. В пределах исследуемого давления (т.е. $P_{вс} = 50 \pm 10$ мм рт.ст.) картина изменения направления потока в безлопаточном диффузоре также меняется. Увеличение окружной скорости (M_{u_2}) не оказывает существенного влияния на характер изменения α , но есть некоторые различия в абсолютных значениях $\alpha_{ср}$. Отношение b_1/b_2 заметно влияет на изменение направления потока в безлопаточном диффузоре вакуумной ступени.

Основные результаты обработки экспериментальных данных сведены к построению кривой $\zeta_{мин} = f(\varphi_{вх}; Re)$, позволяющей для различных режимов выбрать соответствующую геометрию и получить минимальные потери. С уменьшением Re , $\zeta_{мин}$ смещается в сторону меньших эквивалентных углов раскрытия. Абсолютное значение $\zeta_{мин}$ при этом значительно растет.

Для получения $\zeta_{мин}$ при работе в неавтомодельной области необходимо уменьшить угол потока на входе, увеличить $\varphi_{вх}$. Рассмотрено влияние Re на основные показатели, характеризующие эффективность работы ступени. С уменьшением Re , $\zeta_{аэстmax}$ смещается в сторону больших ширин диффузора (на 10-15%) по сравнению с автоматическим режимом. Используя методы математической теории планирования эксперимента получена аналитическая запись кривой, связывающей коэффициент минимальных потерь в б.л.д., режим (по Re) и геометрию диффузора ($\varphi_{вх}$).

$$\zeta_{мин} = -0,302 - \frac{5,095}{\varphi_{вх}} + \frac{4,595}{\lg Re} + \frac{3,26}{\varphi_{вх} \lg Re}$$

Исследование показало, что данная зависимость дает $\sim 95\%$ сходимость с исходной геометрической кривой.

Выводы.

1. В работе проведено теоретическое и экспериментальное исследование течения в безлопаточном диффузоре в режимах низкого вакуума с целью определения влияния малых чисел Рейнольдса, основных геометрических соотношений на структуру потока в безлопаточном диффузоре и его эффективность; на основании чего выработаны рекомендации по расчету и проектированию безлопаточного диффузора центробежной ступени, работающей в вакуумном режиме.

2. Проведен теоретический анализ влияния малых чисел Re на потери на трение в канале безлопаточного диффузора центробежной компрессорной ступени. Качественная и количественная оценка этого влияния подтверждены последующим экспериментом.

3. Создана экспериментальная установка, разработана методика эксперимента и обработки полученных результатов с применением ЭВМ.

4. Проведено экспериментальное исследование течения в безлопаточном диффузоре в широком диапазоне давлений $[P_{вс} = 50 + 10(1) \text{ мм рт.ст.}]$, чисел Рейнольдса $[Re_c \approx 8 \times 10^4 + 4,3 \times 10^3 (2,5 \times 10^2)]$, расходов газа, основных геометрических соотношений $[\delta_3/\delta_2 = 0,7 + 1,35; \delta_3/D_3 = 0,047 + 0,09 \epsilon; D_4/D_3 = 1,35 + 1,7]$, соответствующим тем режимам работы центробежного вакуумного насоса, на которые он рассчитывается в системе высокопроизводительной вакуумной установки.

5. Проанализировано влияние чисел Рейнольдса, геометрии безлопаточного диффузора на структуру потока, позволяющую правильно выбирать физическую модель при расчете безлопаточного диффузора центробежной вакуумной ступени.

6. Получены интегральные зависимости коэффициента минимальных потерь от числа Рейнольдса, эквивалентного угла раскрытия, расхода, позволяющие для заданного режима выбирать оптимальные геометрические соотношения безлопаточного диффузора, обеспечивающие наибольшую эффективность работы вакуумной ступени.

Заключение.

На основе многолетних работ коллектива кафедры Э-5, проведенного теоретического и экспериментального анализа данных исследований широкого круга вакуумнасосов и установок предложена

в промышленное производство высокопроизводительная вакуумная установка ВУ-500/0,5-МВТУ, которая предназначена для откачки больших объемов газа (вакуумирование при варке стали, осуществление технологических процессов в химической, пищевой промышленности и т.д.).

Производительность установки 500 м³/мин при давлении на всасывании 0,5 мм рт.ст. Она состоит из центробежного вакуумного насоса ЦВН-500 и двух последовательно работающих вакуумных насосов с частичным внутренним сжатием ВНЧС-2 и ВНЧС-1. ЦВН-500 выполнен однокорпусным, четырехступенчатым с оппозитным расчленением рабочих колес. За рабочим колесом установлен безлопаточный диффузор, в расчет которого и проектирование заложены результаты выполненной работы.

Работа по созданию быстроходной высокопроизводительной вакуумной установки (руководитель работы проф. Лубенец В.Д.) зарегистрирована Государственным комитетом по делам изобретений и открытий СССР 15.08.1964 г. Удостоверение о регистрации № 46593. На ВУ-500/05-МВТУ получено авторское свидетельство № 200710 от 15.06.1967 г. Результаты данной работы учитывались и при конструировании других вакуумных установок с использованием центробежных вакуумных насосов.

Основные положения диссертации изложены в работах:

1. Смирнов Н.А., Хмара В.Н., Сухомлинов И.Я., Калинин М.М. Об особенностях исследования элементов проточной части ЦВН. Труды МВТУ, № 158. Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты. Москва, 1973, стр. 79-81
2. Хмара В.Н., Сухомлинов И.Я., Абалаков О.В., Смирнов Н.А. К вопросу о замере расходов при исследовании ступеней лопаточных вакуум-насосов. Труды МВТУ, № 146. Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты. Москва, 1971, стр. 55-58
3. Хмара В.Н., Сухомлинов И.Я., Белотелова Л.Н., Смирнов Н.А. и др. Исследование работы центробежной ступени в режиме среднего вакуума. Труды МВТУ, № 146. Компрессорные и вакуумные машины и пневмоагрегаты. Москва, 1971, стр. 52-55
4. Лубенец В.Д., Романенко Н.Т., Васильев В.И., Хмара В.Н., Сухомлинов И.Я., Смирнов Н.А. и др. Вакуумная установка ВУ-500/С,5-МВТУ. Сб. Физика и техника вакуума. Казань, Казанский университет, 1974, стр. 194-198
5. Лубенец В.Д., Хмара В.Н., Смирнов Н.А., Сухомлинов И.Я.,

- Белотелова Л.Н. Регулирование центробежной вакуумной ступени
Сб. Физика и техника вакуума. Казань, Казанский университет,
1974, стр.186-190
6. Сухомлинов И.Я., Лубенец В.Д., Хмара В.Н., Белотелова Л.Н.,
Смирнов Н.А. Характеристика плоских диффузорных решеток в
вакуумных режимах. Сб. Физика и техника вакуума. Казань,
Казанский университет, 1974, стр.198-202
7. По материалам диссертации сделаны доклады на III Всесоюзной
научно-технической конференции по компрессорному машиностро-
ению. г.Казань, октябрь, 1971 г. и на Юбилейной научно-тех-
нической конференции, посвященной 100-летию факультета
"Энергомашиностроение", Москва, октябрь 1968 г.

Заказ 650 Объем 1 пл., Тираж - 100 экз. Л.77086 28.04.79
Ротапринт МВТУ им. Н.Э.Баумана, Москва, Б-5, 2^я Бауманская, 5.