

21 207 296
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Анатолий Николаевич ШЕВЛЯКОВ

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ
РАБОЧЕГО КОЛЕСА
ТУРБОМОЛЕКУЛЯРНОГО ВАКУУМ-НАСОСА
(05.04.06—Вакуумная техника)**

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

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

Научные руководители:

д. т. н., профессор Лубенец В. Д.,

д. т. н., Фролов Е. С.

Официальные оппоненты:

д. т. н., профессор Бекнев В. С.,

к. ф.-м. н. Макаров А. М.

Ведущее предприятие, указанное решением Совета.

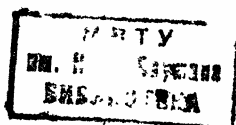
Автореферат разослан « » 1973 г.

Защита диссертации состоится « » 1973 г.
на заседании Совета факультета «Энергомашиностроение»
МВТУ им. Н. Э. Баумана по
товская наб., д. 1, корпус ф
ние».

Ваши отзывы в 2-х экз
просьба высылать по указани

С диссертацией можно о
имени Н. Э. Баумана.

Ученый секретарь Совет



Л-75269 от 6/III-73 г. Объем 1

M 207 296

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

В В Е Д Е Н И Е

В решениях XXIV съезда КПСС поставлены задачи дальнейшего развития таких отраслей промышленности как электронная, радио-электронная, атомная, металлургическая и др., в которых для осуществления технологических процессов или обеспечения работы установок требуется создание высокого вакуума.

Развитие новых научных направлений: исследование элементарных частиц и свойств чистых материалов, а также развитие ряда новых отраслей техники: испарение и напыление пленок в вакууме, вакуумная пайка и сварка, вакуумная теплоизоляция и др., требуют высокопроизводительных и надежных в эксплуатации средств откачки для получения и поддержания сверхнизких давлений.

Турбомолекулярные вакуум-насосы (ТВН) находят в настоящее время широкое применение для получения давлений порядка 10^{-9} – 10^{-11} мм рт.ст. и меньше.

По сравнению с другими типами насосов, способными создавать подобное разрежение, ТВН обладают рядом достоинств, к которым прежде всего следует отнести: сравнительно высокую быстроту откачки при сверхнизких давлениях; способность не "загрязнять" откачиваемый объем парами углеводородов; высокую эффективность при откачке неконденсируемых газов. Турбомолекулярные вакуум-насосы обладают постоянной быстрой откачкой газов в широком диапазоне давлений от 10^{-3} мм рт.ст. до 10^{-10} – 10^{-12} мм рт.ст.

Повышение эффективности турбомолекулярных вакуум-насосов возможно, в частности, изменением геометрии межлопаточного канала рабочего колеса по его длине и дальнейшим совершенствованием методики расчета рабочих колес с точки зрения определения их оптимальных параметров.

Состояние вопроса и постановка задачи

Анализ отечественных и зарубежных теоретических и экспериментальных исследований показал, что до настоящего времени при теоретическом определении вероятности перехода молекул через межлопаточные каналы рабочего колеса ТВН рассматривались в основном каналы с плоскими и параллельными стенками.

Впервые исследование работы турбомолекулярного вакуум-на-

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1207296

Шевляков А.Н. Повышение э

соса было проведено Беккером, который экспериментально установил влияние рода откачиваемого газа, окружной скорости рабочего колеса и геометрических размеров межлопаточного канала колеса на его основные характеристики.

Процесс переноса молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса с лопатками, установленными под определенным углом к его торцевой поверхности был рассмотрен Крюгером и Шапиро, которыми задача сводилась к определению вероятности перехода молекул из одной области в другую и вычисляемой методом Монте-Карло.

Савада, Сузуки и Танигуши рассматривали теоретическую модель переноса молекул газа через вращающееся рабочее колесо турбомолекулярного вакуум-насоса с лопатками конечной и бесконечной длины.

Результаты экспериментального и теоретического исследования, проведенные в работе, показали, что основные параметры характеристики рабочего колеса ТВН S_{max} и τ_{max} с достаточной степенью точности могут быть определены и без учета влияния молекул, отраженных от корпуса насоса.

В работах Фролова Е.С. и других (МВТУ им. Баумана) получены расчетные уравнения для определения результирующей вероятности перехода молекул через межлопаточные каналы рабочего колеса, а также для определения основных параметров откачной характеристики колеса ТВН: максимальной скорости откачки и максимального отношения давлений. Кроме того, впервые была получена связь между результирующей вероятностью переноса молекул рабочим колесом и геометрическими параметрами самого колеса, что позволило создать методику определения их оптимальных геометрических размеров.

В работах Ву рассматривается теория матричной вероятности применительно к свободно-молекулярному режиму течения газа. Движение молекул полностью определяется первоначальными функциями распределения, законом отражения и геометрией границы.

Следуя теоретической модели, на основании оценки вероятности перехода молекул газа через каналы на сторону повышенного давления и в обратном направлении, предложено выполнять межлопаточные каналы (лопатки) сложной геометрической формы. Сами

себе результаты теоретического анализа представляют интерес, но они не нашли практического применения, так как для имеющих в настоящее время конструкционных материалов невозможно получить в современных турбомолекулярных вакуум-насосах при откачке воздуха, N_2 , He , Ne значения относительной окружной скорости 5, 10 и 20, для которых автором проведены расчеты.

В работах Л.А.Беляева приводятся экспериментальные данные, полученные на рабочих колесах с изменяющейся геометрией (сужающейся или расширяющейся) межлопаточных каналов. Измерения, проведенные на перевернутых дисках, при непосредственном сравнении показали общее снижение параметров расширяющихся каналов по сравнению с сужающимися каналами.

Требования промышленности и анализ ранее выполненных теоретических и экспериментальных работ показывают, что большой научный и практический интерес представляет совершенствование методов расчета рабочих органов ТВН с учетом большего числа факторов, влияющих на их характеристику.

Основные задачи данной работы следующие:

1. Разработка теоретической модели переноса молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса турбомолекулярного вакуум-насоса с плоскими непараллельными стенками по их длине и получение в результате ее рассмотрения зависимостей для определения основных параметров характеристики рабочего колеса: максимальной скорости откачки S_{max} , при отсутствии перепада давлений на колесе, и максимального отношения давлений τ_{max} при скорости откачки равной нулю.

2. Теоретическое исследование полученных зависимостей S_{max} и τ_{max} с целью определения оптимальных геометрических параметров (углов установки лопаток или наклонов стенок паза, отношение ширины межлопаточного канала на входе к его длине) для рабочих колес лопаточного и дискового типов, создающих в зависимости от требуемых условий большие скорости откачки или большие отношения давлений.

3. Разработка методики расчета лопаточного колеса с линейно-переменной толщиной и шириной лопатки с целью дальнейшего повышения окружной скорости рабочих колес.

4. Экспериментальное исследование и проверка теоретических предположений и полученных зависимостей для рабочих колес ТВН с межлопаточными каналами с непараллельными стенками.

Теоретическая модель перехода молекул газа через рабочее колесо с непараллельными стенками межлопаточного канала

При построении теоретической модели процесса переноса молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса, были сделаны следующие допущения:

1. В рабочей полости насоса имеет место молекулярный режим течения газа.

2. Распределение молекул по скорости по обеим сторонам рабочего колеса подчиняется закону Максвелла.

3. Движение молекул перед торцовыми поверхностями колес принимается двумерными, т.е. в плоскостях, перпендикулярных торцовым поверхностям колес.

4. Температура газа и внутренних поверхностей насоса не меняется в процессе откачки.

5. Взаимодействие молекул газа со стенками межлопаточного канала или паза при переходе на противоположные стороны рабочего колеса принимается по диффузному закону.

Следуя методике предложенной Савада и др.^{x)} величины вероятностей перехода молекул на стороны рабочего колеса K_1 и K_2 разделяются на составляющие: вероятность перехода молекул на стороны рабочего колеса со стенок межлопаточного канала и вероятность свободного пролета через межлопаточный канал. Вероятности K_1 и K_2 определяются из следующих уравнений:

$$K_1 = m_{12} + \int_{-0.5}^{0.5} m_{x_2} U_{x_1} dx + \int_{-0.5B}^{0.5B} m_{y_2} U_{y_1} dy \quad (I)$$

$$K_2 = m_{21} + \int_{-0.5}^{0.5} m_{x_1} U_{x_2} dx + \int_{-0.5B}^{0.5B} m_{y_1} U_{y_2} dy$$

где $m_{12}(m_{21})$ - вероятность безударного перехода молекул со стороны II-II(I-I) на сторону (II-II)I-I колеса;

x) Savada T, Suzuki M, Taniguchi O, Axial flow molecules pump, Sci, papers JPCR vol 62, N2, 1968

$m_{x_1}(m_{y_2})$ - вероятность того, что молекулы, вышедшие из элемента $dx(dy)$ перейдут на сторону II-II (I-I) рабочего колеса;

$U_{x_1(2)}(U_{y_1(2)})$ - вероятность того, что молекулы попадут на элемент $dx(dy)$ со стороны I-I (II-II).

Величина результирующей вероятности перехода молекул через рабочее колесо, пропорциональная скорости откачки определяется по уравнению:

$$K = K_1 - \tau \cdot K_2 \frac{F_2}{F_1}; \quad (2)$$

где τ - отношение давлений,

F_2 и F_1 - значения торцевой площади межлопаточных каналов на входе и выходе колеса.

Вероятности m_{x_2} и m_{y_2} связаны между собой и параметрами межлопаточного канала следующей системой уравнений:

$$m_{x_2} = D_{x_2} + \int_{-q/2}^{q/2} m_{y_2} F(x; y) dy \quad (3)$$

$$m_{y_2} = D_{y_2} + \int_{-q/2}^{q/2} m_{x_2} F(y; x) dx,$$

где

$D_{x_2}(D_{y_2})$ - вероятность того, что молекулы, вышедшие из элемента достигнут области 2 без столкновения со стенками канала;

$F(x; y)(F(y; x))$ - часть от всех молекул, вышедших из элемента $dx(dy)$, которые попадают прямо на $dy(dx)$.

В работе Савады и др. для межлопаточного канала с параллельными стенками система (3) записана в виде одного уравнения, т.к. в этом случае выполняется условие симметрии

$$m_{x_2} = m_{y_1} \quad \text{и} \quad m_{y_2} = m_{x_1}$$

В случае межлопаточных каналов с плоскими непараллельными стенками это условие не выполняется. Анализ возможных способов определения вероятностей m_{x_2} и m_{y_2} показал, что удобнее всего решать систему интегральных уравнений (3) непосредственно, заменив m_{x_2} и m_{y_2} полиномами:

$$m_{x_2} = \sum_i^n a_i x^i; \quad m_{y_2} = \sum_i^n b_i y^i$$

Если после подстановки полиномов в систему (3) удовлетворить последней в ряде точек, расположенных в интервале изменения аргументов, получим систему алгебраических уравнений порядка N относительно неизвестных коэффициентов a_i и b_i . В данном случае очень удобно принять за точки минимизации узлы квадратуры Гаусса, и, как показали расчеты, оптимальным является число уравнений 20 ($N = 10$). Все численные расчеты проводились на ЭВМ "Минск-22М".

При остановленном рабочем колесе результирующая вероятность переноса молекул равна нулю. В том случае, когда межлопаточный канал движется, векторы относительных скоростей молекул образуют различные углы свободного пролета со стороны пониженного и повышенного движения. Вероятность попадания молекул на стенки межлопаточного канала так же зависит от угла наклона вектора относительной скорости молекул.

Для вероятности попадания молекул со стороны I-I на элемент стенки dx имеем:

$$U_x dx = \frac{1}{f_i} \int_{\varphi_0}^{\pi/2} \left\{ \frac{c}{\sqrt{\pi}} e^{-c^2} \sin(\varphi + d_1) + e^{-c^2 \cos^2(\varphi + d_1)} [c^2 \sin^2(\varphi + d_1) + 0.5] \cdot [1 + \operatorname{erf}(c \sin(\varphi + d_1))] \right\} \cos \varphi \cdot d\varphi \cdot dx, \quad (4)$$

где

$$\varphi_0 = \arctg \frac{x + 0.5 + f_i \cos d_1}{f_i \sin d_1};$$

C — отношение скорости движения канала к наиболее вероятной скорости молекул.

Для вероятностей U_{x_1} , U_{x_2} , U_{x_3} с учетом непараллельности стенок межлопаточного канала следует заменить в уравнении (4) значения c , d_1 , $(x + 0.5)$ и f_i . Данные для соответствующих замен приведены в работе.

Вероятность свободного прохода молекул со стороны I-I на

сторону II-II рабочего колеса с учетом непараллельности стенок канала определяется по уравнению:

$$m_{12} = \frac{1}{2f_1} \int_0^{f_1} \left\{ \sin \theta_1 e^{-c \cos \theta_1} [1 - e^{\pm c \sin \theta_1}] - \right. \quad (5)$$

$$\left. - \sin \theta_0 e^{-c \cos \theta_0} [1 + e^{\pm c \sin \theta_0}] \right\} df,$$

где $\sin \theta_0 = -\frac{f + \cos d_1}{r_0}$; $\cos \theta_0 = \frac{\sin d_1}{r_0}$;

$$r_0 = [(f + \cos d_1)^2 + \sin^2 d_1]^{\frac{1}{2}} ;$$

$$\sin \theta_1 = -\frac{f + B \cos d_2 - f_1}{r_1} ; \quad \cos \theta_1 = \frac{B \sin d_2}{r_1} ;$$

$$r_1 = [(f + B \cos d_2 - f_1)^2 + (B \sin d_2)^2]^{\frac{1}{2}} .$$

Для того, чтобы получить вероятность свободного прохода молекул со стороны II-II на сторону I-I следует заменить в уравнении (5) f_1 на f_2 инвертировать знак относительной скорости C .

При оценке теоретической эффективности переноса молекул межлопаточным каналом с плоскими непараллельными стенками анализ производился по следующей схеме. Рассматривался межлопаточный канал, в котором для фиксированного значения относительной входной площади f_1 и постоянного угла наклона одной из стенок α_1 , изменялся угол наклона второй стенки α_2 , а, следовательно, и выходная относительная площадь f_2 . Сравнение различных каналов производилось по двум основным параметрам характеристики - по максимальному отношению давления τ_{max} и по безразмерному комплексу $k f_1$, выражающему в безразмерном виде максимальную быстроту откачки:

$$k f = k_1 f_1 - k_2 f_2 ; \quad (6)$$

$$\tau_{max} = \frac{k_1 f_1}{k_2 f_2} \quad (7)$$

В работе приведены расчетные зависимости для угла наклона передней стенки канала $\alpha_1 = 20^\circ$ и $\alpha_1 = 30^\circ$ при значении отно-

сительной входной площади $f_1 = 0,8; 1,0; 1,2$ и переменном угле α_2 (от 20° до 60°) для движения межлопаточного канала в прямом и обратном направлениях. Значения относительной окружной скорости принимались различными от 0,2 до 1,2. Общим для всех зависимостей является то обстоятельство, что для наиболее тяжелого из часто встречающихся откачиваемых газов - воздуха расхождение в исследуемых параметрах характеристики межлопаточного канала при перемене знака скорости составляет не более 5%.

При увеличении угла α_2 на $15-20^\circ$ по сравнению с углом α_2 для относительных входных площадей $f_1 = 0,8-1,0$ или на $10-15^\circ$ для $f_1 = 1,2-1,0$ наблюдается увеличение значения комплекса максимальной быстроты откачки $k f_1$. Так, например, для $f_1 = 0,8$, $\alpha_1 = 20^\circ$, $\alpha_2 = 40^\circ$ увеличение комплекса составляет $\approx 30-50\%$,

для $f_1 = 1,0$, $\alpha_1 = 20^\circ$, $\alpha_2 = 35^\circ$ увеличение комплекса составляет $\approx 20-35\%$,

для $f_1 = 0,8$, $\alpha_1 = 30^\circ$, $\alpha_2 = 50^\circ$ увеличение комплекса составляет $\approx 20-40\%$,

для $f_1 = 1,0$, $\alpha_1 = 30^\circ$, $\alpha_2 = 45^\circ$ увеличение комплекса составляет $10-20\%$.

Проведен анализ расчетных зависимостей комплекса максимальной быстроты откачки $k f_1$ для случаев, когда стенки межлопаточного канала параллельны и не параллельны в зависимости от относительной окружной скорости, причем угол α_2 выбран для различных относительных входных площадей f_1 таким образом, чтобы увеличение комплекса $k f_1$ за счет не параллельности стенок канала было максимальным. Относительное увеличение комплекса $k f_1$ в случае не параллельных стенок межлопаточного канала по сравнению с параллельными стенками неодинаково при изменении относительной скорости движения канала, причем максимум относительного увеличения комплекса $k f_1$ за счет не параллельности стенок межлопаточного канала лежит в диапазоне относительных скоростей 0,6+0,8.

Как показал проведенный анализ, для увеличения максимальной быстроты откачки рабочего колеса ТВН межлопаточные каналы можно выполнять с не параллельными стенками.

Однако повышение быстроты откачки на одном межлопаточном канале не означает такого же увеличения быстроты откачки на рабочем колесе, т.к. канал с не параллельными стенками занимает не

развертке колес больше места, чем канал с параллельными стенками.

Наиболее плотной компоновке каналов на развертке рабочего колеса соответствует случай, когда сужающийся и расширяющийся каналы следуют друг за другом. Как было установлено, эти каналы обеспечивают примерно одинаковую максимальную быстроту откачки.

Установлено, что при заданной относительной входной площади межлопаточных каналов с непараллельными стенками, таких каналов можно разместить меньше на развертке колеса и описанная схема использования межлопаточных каналов с непараллельными стенками на рабочем колесе дает возможность повысить максимальную быстроту откачки не более, чем на 10%.

Число каналов на рабочем колесе можно и не изменять, чтобы разместить каналы с непараллельными стенками, если оставить значение ширины канала на средней линии постоянной при переходе от канала с параллельными стенками к непараллельным, изменяя угол наклона лопатки между соседними каналами.

Для угла наклона $\alpha_1 = 20^\circ$ оптимальная разница углов, соответствующая максимуму комплекса K_f , изменится для различных f_{cp} и составляет:

$$f_{cp} = 0,8 \quad (\alpha_2 - \alpha_1)_{opt} = 10^\circ \div 20^\circ; \quad f_{cp} = 1,0 \quad (\alpha_2 - \alpha_1)_{opt} = 10^\circ \div 15^\circ;$$

$$f_{cp} = 1,2 \quad (\alpha_2 - \alpha_1)_{opt} = 5^\circ \div 10^\circ.$$

Для угла $\alpha_1 = 30^\circ$ оптимальная разница углов еще меньше, чем для случая $\alpha_1 = 20^\circ$ и составляет:

$$f_{cp} = 0,8 \quad (\alpha_2 - \alpha_1)_{opt} = 0^\circ \div 10^\circ; \quad f_{cp} = 1,0 \quad (\alpha_2 - \alpha_1)_{opt} = 0^\circ \div 10^\circ;$$

$$f_{cp} = 1,2 \quad (\alpha_2 - \alpha_1)_{opt} = 5^\circ \div 10^\circ.$$

Для угла наклона $\alpha_1 = 40^\circ$ оптимальная разница углов α_1 и α_2 близка к нулю, т.е. когда стенки межлопаточного канала параллельны.

Проведенный анализ расчетных зависимостей для безразмерного комплекса максимальной быстроты откачки K_f , показывает, что для рабочего колеса, выполненного с межлопаточными каналами с непараллельными стенками, можно получить увеличение максимальной быстроты откачки не более, чем на 10%.

Экспериментальное исследование рабочего колеса турбомолекулярного вакуум-насоса приводилось на установке, состоящей из модели ТВН с измерительным колпаком, насосов предварительного разрежения и измерительной аппаратуры. Экспериментальный стенд позволял определить основные характеристики исследуемых рабочих колес при различных значениях давления на стороне всасывания и нагнетания и окружной скорости колеса.

На основании зависимостей $S(p_i)$ и $S(t)$ проверялись основные параметры характеристики рабочего колеса ТВН — максимальная быстрота откачки S_{max} и ее безразмерный комплекс k_f , и максимальное отношение давлений τ_{max} .

Экспериментальные исследования проводились на дисковых рабочих колесах с фрезерованными пазами с постоянной шириной паза по высоте.

Экспериментальные точки подтвердили увеличение результирующей вероятности переноса молекул межлопаточным каналом при изменении угла наклона второй стенки от $\alpha_2 = 30^\circ$ до $\alpha_2 = 40^\circ$ при значении относительной площади канала $f_i = 10$. При изменении угла наклона стенки канала от $\alpha_2 = 15^\circ$ до $\alpha_2 = 25^\circ, 45^\circ$ подтверждена экспериментально расчетная зависимость комплекса максимальной быстроты откачки k_f при $f_i = 0,83$ в зависимости от угла α_2 при постоянном угле α_1 и различных относительных окружных скоростях C . Таким образом, разработанная модель переноса молекул межлопаточным каналом с плоскими непараллельными стенками нашла экспериментальное подтверждение.

Определение основных размеров рабочих колес ТВН при линейном законе изменения ширины и толщины плоской лопатки

Максимальная быстрота откачки S_{max} и максимальное отношение давлений τ_{max} , создаваемые колесом при работе на определенном газе, определяются рядом факторов. Если τ_{max} зависит от угла установки лопатки или наклона паза α , относительной ширины межлопаточного канала α/β и отношения окружной скорости колеса к наивероятной скорости движения молекул C , то S_{max} зависит от комплекса параметров $F \cdot K_{cp}$, объединяющего в себе помимо перечисленных факторов суммарную торцовую площадь межло-

паточных каналов рабочего колеса. Оптимальные значения $d; a/b$ и C выбираются из условия повышенного значения $K_{ср}$ или максимального отношения давлений, в соответствии с требованиями, предъявляемыми к данному колесу.

Параметры характеристики рабочего колеса ТВН S_{max} и τ_{max} возрастают с увеличением окружной скорости и их рост ограничен допустимым напряжением на разрыв в корневом сечении лопатки колеса.

Для лопатки линейно-переменной ширины и толщины, используя выражение для напряжения в корневом сечении от действия центробежных сил $\sigma = \frac{P_d}{f_{л\text{ корн.}}}$, получено уравнение:

$$\frac{1}{B} = \frac{1}{(1-\lambda)^2} \left\{ \frac{1-\lambda^4}{4} (\xi-1)(\psi-1) + \right. \\ \left. + \frac{1-\lambda^3}{3} [(\xi-1)(1-\lambda\psi) + (\psi-1)(1-\lambda\xi)] + \right. \\ \left. + \frac{1-\lambda^3}{2} (1-\lambda\psi)(1-\lambda\xi) \right\} \quad (8)$$

где B — безразмерный комплекс $B = \frac{U_2^2 \delta}{[\sigma] \lambda^2}$;
 λ — относительная высота лопатки — $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$;
 ξ — коэффициент сужения колеса — $\xi = \frac{H_2}{H_1}$;
 ψ — коэффициент сужения лопатки — $\psi = \frac{h_2}{h_1}$.

Уравнение (8) связывает характеристики материала колеса $[\sigma]$ и δ с геометрическими безразмерными параметрами лопатки $\lambda; \xi; \psi$ в случае линейно-переменного закона изменения ширины и толщины лопатки.

Определение основных размеров лопаточного колеса ТВН (начального диаметра у основания лопаток D_1 , относительной высоты лопатки $\lambda = D_1/D_2$, числа межлопаточных каналов Z , ширины колеса, соответственно у корня лопатки H_1 и на периферии ее H_2 , толщины лопатки у корня h_1 и на периферии h_2), характеризующих геометрию колеса, основывается на обеспечении требуемой производительности и допустимого напряжения на разрыв в корне-

вом сечении лопатки.

Максимальная скорость откачки лопаточного рабочего колеса определяется по уравнению:

$$S_{max} = \frac{V_a}{4} \int_1^{\bar{r}_1} z \cdot a_z \cdot K_{срз} \cdot d\bar{x}; \quad (9)$$

где $d\bar{x}$ — текущее значение торцевой ширины канала;
 $K_{срз}$ — текущее значение вероятности переноса молекул через межлопаточный канал.

Используя обозначения, данные выше, получаем:

$$S_{max} = \frac{V_a}{4} \frac{\pi D_k^2}{4} \frac{2}{(a/b_1 + h_1/h_2)} \int_1^{\bar{r}_1} \left\{ \bar{x} \left(\frac{a}{b_1} \right) + \frac{h_1}{H_1} \frac{(1 - 2\psi)(\bar{x} - 1)}{1 - \psi} \right\} K_{срз} d\bar{x} \quad (10)$$

где $\bar{x}$ — текущий безразмерный радиус колеса.

В практике конструирования лопаточных колес ТВН широко используются лопатки с постоянной шириной и толщиной лопатки. В данном случае переменная по радиусу структура межлопаточного канала, причем она может отличаться от рекомендованной оптимальной в основном на периферии колеса. Применение лопаточных колес с уменьшающейся шириной по радиусу с целью повышения допустимой окружной скорости приводит к еще более резкому изменению структуры межлопаточного канала по радиусу, что отрицательно сказывается на эффективности работы рабочего колеса. Из уравнения (8) следует, что оно симметрично относительно коэффициента сужения колеса ξ и коэффициента сужения лопатки ψ . Следовательно, если оставить ширину колеса постоянной, а изменить толщину лопатки, получается тот же самый выигрыш в допустимой окружной скорости за счет уменьшения центробежной силы при значительно меньшем (15-20 раз) изменении структуры межлопаточного канала.

Таким образом, повышение эффективности работы рабочего колеса ТВН возможно прежде всего за счет уменьшения толщины лопатки по радиусу, что приводит к увеличению допустимой окружной скорости при заданном напряжении в корневом сечении. В работе приведены расчетные зависимости, показывающие, что при уменьшении толщины лопатки в 3 раза в периферии колеса возможно увели-

чение максимальной скорости откачки примерно на 30% за счет увеличения допустимой окружной скорости колеса.

Для рабочего колеса дискового типа в расчетную схему наряду с допустимым напряжением в корневом сечении введена допустимая величина момента сопротивления изгибу корневого сечения лопатки W . Общее уравнение (8) в этом случае примет вид:

$$\frac{1}{B} = \frac{2(a/b + \sqrt{\frac{6W}{h^3} \sin \alpha})(1 - \lambda^3) - 3a/b \lambda(1 - \lambda^4)}{6\lambda \sqrt{\frac{6W}{h^3} \sin \alpha}} \quad (II)$$

Таким образом, задаваясь окружной скоростью U_2 , зная допустимые значения напряжения $[\sigma]$ и моменты сопротивления W , по уравнению (II) находим λ и суммарную торцовую площадь пазов колеса. Максимальная скорость откачки рабочего колеса с фрезерованными пазами характеризуется безразмерным комплексом

$K_{cp} \frac{4F}{\pi D_2^2}$, максимальному значению которого соответствует минимальный диаметр D_2 для заданной скорости откачки.

Используя полученные в работе расчетные зависимости, можно определить величину комплекса $K_{cp} \frac{4F}{\pi D_2^2}$ для допустимых значений W (или толщины лопатки в корневом сечении h). Усовершенствованная методика расчета дискового рабочего колеса позволила определить геометрические размеры колеса для насоса ТВН-200, которое имеет большую максимальную скорость откачки по сравнению с колесом ранее рекомендованным МВТУ им. Н.Э. Баумана на 25%.

Основные выводы

I. Исследована возможность повышения результирующей вероятности переноса молекул через рабочее колесо турбомолекулярного вакуум-насоса в частном случае профилированного межлопаточного канала с плоскими непараллельными стенками.

Для межлопаточного канала с плоскими непараллельными стенками получены уравнения, позволяющие определить безразмерный комплекс максимальной скорости откачки и максимальное отношение давлений. Теоретический анализ показал возможное повышение комплек-

са Kf , для отдельно взятого канала с плоскими непараллельными стенками до 50%. Проведенный анализ возможности повышения максимальной скорости откачки рабочего колеса ТВН с межлопаточными каналами данного типа показал, что увеличение максимальной скорости откачки за счет непараллельности стенок межлопаточных каналов не превышает 10%, вследствие меньшей возможности размещения их на рабочем колесе.

2. Усовершенствована методика расчета основных геометрических размеров дискового рабочего колеса ТВН,

В расчетную схему дискового рабочего колеса с целью учета технологичности конструкции введено значение допустимого момента сопротивления изгибу корневого сечения лопатки, что позволяет избежать корректировки расчетов геометрических размеров рабочего колеса при малых значениях корневой толщины лопатки.

3. Исследована возможность повышения окружной скорости лопаточных рабочих колес ТВН с целью повышения результирующей вероятности перехода молекул с одной стороны колеса на другую и максимальной скорости откачки за счет применения лопаток линейно-переменной толщины и ширины. Для лопаточного рабочего колеса с уменьшающейся толщиной лопатки по радиусу возможно повышение окружной скорости при заданном напряжении в корневом сечении и повышение максимальной скорости откачки лопаточного колеса на 80-100%.

4. Экспериментально проведены теоретические зависимости для определения комплекса безразмерной скорости откачки Kf и максимального отношения давлений τ_{max} для межлопаточного канала с плоскими непараллельными стенками. Расхождение расчетных и экспериментальных зависимостей не превышало 15%.

По теме диссертации опубликованы следующие работы.

1. Лубенец В.Д., Фролов Е.С., Демихов К.Е., Шевляков А.Н. К расчету дисковых рабочих колес турбомолекулярного вакуум-насоса. "Известия вузов СССР. Машиностроение", № 3, 1972.

2. Демихов К.Е., Шевляков А.Н. К определению вероятности перехода молекул через рабочее колесо ТВН с непараллельными стенками межлопаточного канала. "Известия вузов СССР. Машиностроение", № 5, 1972.

З. Фролов Е.С., Демиков К.Е., Шевляков А.Н. Теоретическая модель переноса молекул через рабочее колесо турбомолекулярного вакуум-насоса с непараллельными стенками межлопаточного канала. Тезисы докладов У Всесоюзной научно-технической конференции по вакуумной технике. Казань, 1972.