

Федеральное агентство по образованию

САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

К.В. СОЛДАТОВА

**ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА
ТУРБОМОЛЕКУЛЯРНОГО ВАКУУМНОГО
НАСОСА**

Учебное пособие

Санкт-Петербург
Издательство Политехнического университета

2011

УДК 621.515 (075.8)

ББК 31.76я73

Г 156

Принцип действия и методика расчета турбомолекулярного вакуумного насоса.: Учеб. пособие./ Солдатова К.В. - СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2011. — 138 с.

В учебном пособии рассматривается принцип действия турбомолекулярного вакуумного насоса, виды конструкций, области применения, достоинства и недостатки, особенности откачки, принцип расчета быстроты откачки, методика определения основных размеров насоса, элементы теории вероятности. Обучающиеся также получают сведения о методике расчета данного вида насосов.

Учебное пособие предназначено для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки 140500 - «Энергомашиностроение», по специальности 150801 - «Вакуумная и компрессорная техника физических установок».

Учебное пособие также может быть полезно для студентов обучающихся по курсу «Вакуумная техника».

В пособии приведен обзор некоторых работ отечественных ученых по теории и расчету турбомолекулярных вакуумных насосов. Обобщен опыт зарубежных производителей насосов данного класса.

Печатается по решению редакционно-издательского Совета Санкт-Петербургского государственного политехнического университета.

© К.В. Солдатова, 2011

ОГЛАВЛЕНИЕ

Условные обозначения и сокращения	5
Введение	11
1. Принцип действия турбомолекулярных вакуумных насосов	13
2. Типы конструкций турбомолекулярных вакуумных насосов	19
3. Особенности работы насосов с агрессивными газами и в специфических средах	31
4. Достоинства и недостатки турбомолекулярных вакуумных насосов	33
5. Области применения	35
6. Основные положения молекулярной откачки газа	38
7. Определение вероятностей перехода молекул газа	42
7.1. Процесс переноса молекул газа через межлопаточные каналы	42
7.2. Теоретическая откачная характеристика рабочего колеса турбомолекулярного вакуумного насоса	50
7.3. Теоретическая модель переноса молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса	52
7.4. Результирующая вероятность перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса с учетом зеркального и диффузионного законов взаимодействия их со стенками	55
7.5. Влияние геометрии межлопаточного канала рабочего колеса на характеристику турбомолекулярного насоса	66
8. Методика расчета рабочих колес турбомолекулярного	73

насоса	
8.1. Методика определения основных размеров дискового рабочего колеса турбомолекулярного вакуумного насоса	74
8.2. Методика определения основных размеров лопаточного рабочего колеса турбомолекулярного вакуумного насоса	81
9. Построение откачной характеристики насоса	89
9.1. Определение откачной характеристики	89
9.2. Влияние параметров рабочих колес на откачную характеристику насоса	93
9.3. Выбор форвакуумного насоса	97
9.4. Методика расчета откачной характеристики турбомолекулярного вакуумного насоса	98
10. Пример расчета турбомолекулярного вакуумного насоса	100
10.1. Техническое задание	100
10.2. Определение геометрических размеров насоса.	101
10.3. Определение суммарной величины газовыделения	109
10.4. Определение отношения давлений каждого рабочего колеса	111
10.5. Построение откачной характеристики	130
10.6. Содержание пояснительной записки к курсовому проекту	134
Приложения	135
Библиографический список	136

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

A – объем газа, перетекающего на сторону повышенного давления через радиальный зазор между наружным диаметром рабочего колеса и внутренним диаметром корпуса насоса, коэффициент, зависящий от угла наклона паза и геометрического параметра рабочего колеса

a – ширина межлопаточного канала или паза

$\frac{a}{b}$ – отношение ширины паза к его длине

a_x – торцевая ширина межлопаточного канала

B – объем газа, перетекающего на сторону пониженного давления через радиальный зазор между наружным диаметром рабочего колеса и внутренним диаметром корпуса насоса

b – длина паза

c – отношение скоростей, средняя арифметическая скорость молекул газа, безразмерный коэффициент

D – пропускная способность кольцевого радиального зазора, л/сек

D_1 – начальный диаметр

D_2 – наружный диаметр

D_{x_1} – вероятность того, что молекулы, отраженные от участка dx , перейдут на сторону 1-1 без соударений

f – величина оптической прозрачности межлопаточного канала

$\frac{f}{S_0}$ – геометрический параметр

f_d – движущаяся часть периметра поперечного сечения канала

f_l – площадь поперечного сечения лопатки на текущем радиусе

f_{lx} – текущий радиус

f_H – неподвижная часть периметра поперечного сечения канала

F – суммарная торцевая площадь

$F(x, y)dy$ – часть молекул, соударяющаяся в единицу времени с участком dy , из общего числа молекул, отразившихся от участка dx

F_{ex} – площадь входного сечения канала

F_i – участок поверхности газовыделения

F_k – площадь поперечного сечения

H – ширина лопатки

h – ширина колеса

h_1 – ширина колеса у корня лопатки

h_2 – ширина колеса на периферии

κ – отношение давлений рабочего колеса ТВН при быстроте откачки, равной нулю, и отсутствии перетеканий

k – результирующая вероятность перехода молекул через межлопаточные каналы рабочего колеса, запас прочности

k_1 – вероятность перехода молекул со стороны пониженного давления

k_2 – вероятность перехода молекул со стороны повышенного давления

l_k – длина канала

m_{12} – вероятность перехода молекул со стороны 1-1 на сторону 2-2 без соударений со стенками межлопаточного канала колеса

M_{12} – коэффициент, рассчитывающий часть молекул, перешедших на сторону повышенного давления

$m_{x_2}(m_{y_2})$ – вероятность того, что молекулы, отраженные от участка $dx(dy)$, переходят на сторону 2-2

N – число молекул в единице объема

N_1 – поток молекул, падающих на торцевую площадь между лопаточных каналов рабочего колеса со стороны 1-1

N_2 – поток молекул, падающих на торцевую площадь между лопаточных каналов рабочего колеса со стороны 2-2

P_1 – давление газа на стороне нагнетания

P_2 – давление газа на стороне всасывания

p_e – выпускное давление

P_{\min} – минимальное давление создаваемое турбомолекулярным насосом при работе его на режиме предельного вакуума

p_{np} – предельное давление

$P_{ц}$ – центробежная сила

$P_{ф}$ – форвакуумное давление

Q – количество газа

q_i – удельное газовыделение

S – рабочая быстрота откачки насоса

S_0 – максимальная быстрота откачки насоса при отношении давлений, равном единице, проекция длины канала на торцевую поверхность рабочего колеса

S_{0x} – проекция длины лопатки на торцевую плоскость колеса

$S_{поли}$ – заданная быстрота откачки i – го рабочего колеса

$S_{раб}$ – рабочая быстрота откачки

S_{\max} – максимальная быстрота действия

u – окружная скорость

$\frac{u}{V_n}$ – наивероятная скорость теплового движения молекул

U_{12} – с проводимость канала для потока q_1

U_{21} – проводимость канала для потока q_2

U_i – пропускная способность кольцевого зазора

U_k – проводимость канала с неподвижными сторонами

$u_x dx(u_y dy)$ – часть молекул, соударяющихся с участком $dx(dy)$ в единицу времени, из всего количества молекул, попавших в межлопаточный канал со стороны 1-1

V_2 – текущее значение быстроты откачки через рабочее колесо при давлении P_2

V_a – среднее арифметическое значение скорости теплового движения молекул

V_n – наивероятная скорость теплового движения молекул газа

W – отношение молекул, перешедших через межлопаточные каналы колеса со стороны 1-1 на сторону 2-2, к общему числу молекул, падающих на торцевую площадь межлопаточных каналов колеса со стороны 1-1

W_{\max} – максимальное отношение молекул перешедших через межлопаточные каналы колеса со стороны 1-1 на сторону 2-2, к общему числу молекул, падающих на торцевую площадь межлопаточных каналов колеса со стороны 1-1

z – число пазов, сопротивление канала или паза

α_1 – угол наклона паза или установки лопатки со стороны 1-1

α_2 – угол наклона паза или установки лопатки со стороны 2-2

β_γ – угол между векторами абсолютной скорости

β_i – угол между векторами относительной скорости

δ_{01} – осевой зазор между роторными и статорными колесами

$\delta_{\text{ррот}}$ – радиальный зазор между колесом и корпусом

$\delta_{\text{рстат}}$ – радиальный зазор между колесом и валом

φ_1 – угол, характеризующий вероятность перехода молекул через межлопаточные каналы рабочего колеса со стороны пониженного на сторону повышенного давления

φ_2 – угол, характеризующий вероятность перехода молекул через межлопаточные каналы рабочего колеса со стороны повышенного на сторону пониженного давления

γ – коэффициент, учитывающий соотношения движущейся и неподвижной частей периметра канала, удельный вес материала колеса

γ_1 –

γ_2 –

λ – отношение начального диаметра пазов к наружному диаметру колеса

ν – число молекул, падающих на единицу поверхности в единицу времени

ν_p – скорость стенки

θ – коэффициент, характеризующий максимальную быстроту откачки рабочего колеса при отсутствии перепада давлений

σ – часть молекул, напряжение на разрыв в корневом сечении лопатки

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение на разрыв в корневом сечении лопатки

σ_{mp} – предел текучести при растяжении

σ_N – коэффициент, учитывающий часть общего числа молекул, переносимых рабочим колесом, отражаемых при взаимодействии с поверхностью стенок межлопаточного канала или паза по нормали

τ – отношение давлений

τ_i – рабочее отношение давлений, создаваемое i – м колесом

τ_{\max} – максимальное отношение давлений

ω – угловая скорость колеса

ξ – отношение ширины колеса у корня лопатки к ширине колеса на периферии

\sum_{12} – вероятность перехода молекул газа со стороны 1-1 на сторону 2-2

\sum_{21} – вероятность перехода молекул газа со стороны 2-2 на сторону 1-1

Δ – коэффициент, учитывающий разность между количеством столкновений молекул, отраженных от стенки корпуса насоса, с элементарными площадками поверхностей x и y межлопаточного канала в единицу времени

МН – молекулярный насос

ТВН – турбомолекулярный вакуумный насос

ТМН – турбомолекулярный вакуумный насос

ВВЕДЕНИЕ

Турбомолекулярный насос – это один из самых распространенных инструментов для создания высокого вакуума. Турбомолекулярные насосы сочетают принцип молекулярного увлечения и осевого компрессора.

Первый турбомолекулярный насос был построен в 1958 г., когда Беккер опубликовал работы по многоступенчатым молекулярным насосам с аксиально-поточной схемой. В том же году Хаблянян опубликовал результаты опытов по компрессору аксиального потока на тонких вращающихся дисках, работающему в высоком вакууме.

Турбомолекулярные вакуумные насосы (ТМН или ТВН) появившиеся в конце 50-х годов сразу же получили широкое распространение в промышленности благодаря их высокоэффективной откачной характеристике и эксплуатационной надежности.

После 1958 г. идея Беккера претерпела ряд улучшений, что и воплотилось в разработку современных турбомолекулярных насосов.

Наиболее важные теоретические работы были проделаны с 1960 по 1963 гг. Крюгером и Шапиро. Эти исследователи разработали основные методы для расчета производительности насосов.

В 1961 г. французская компания SNECMA, при участии Зелбштейна и Руссо приступила к исследованиям по улучшению вертикального одностадийного насоса с открытой структурой из тонких лезвий, который был запущен в серийное производство в 1965 году.

Начиная с 1972 г. турбомолекулярные насосы претерпели дальнейшее изменение и улучшение благодаря объединенным усилиям 2-х компаний: Temescal и Elettrorava [19].

Появление высоковакуумного насоса новых конструктивных схем работающих в широком диапазоне давления всасывания привлекло

внимание большого числа потребителей. Данный факт способствовал также развитию конструктивных схем ТВН и методов их расчета.

В 70-х годах в основном определился дизайн насосов. Типичным было использование от 9 до 20 рядов пропеллеров на роторе в зависимости от размера и характеристик насоса. Шарикоподшипники, поддерживающие ротор, смазывались маслом из резервуара, расположенного на дне насоса. В 80-х годах необходимость в чистых высоко- и сверхвысоковакуумных системах привела к необходимости применения высококипящих густых смазок для понижения уровня углеводородного загрязнения объема и возможности работы насоса в любой ориентации.

Конструкция насосов вновь была улучшена в связи с применением подшипников с шариками из керамики (вместо стали). Главное преимущество керамических шариков – их небольшая масса. Когда ротор тщательно сбалансирован, основные радиальные силы в подшипнике обусловлены массой вращающихся шариков. Уменьшение этих сил приводит к уменьшению рабочей температуры подшипника, что увеличивает его ресурс. В то же время была разработана магнитная подвеска, в которой несмазываемые подшипники использовались для поддержания ротора в стационарном состоянии. Основные преимущества таких систем – чистота вакуума и низкий уровень вибрации.

Альтернативный путь достижения чистоты – применение безмасляных форвакуумных насосов. Это привело к разработке комбинированных насосов, в которых турбина и ступени форнасоса расположены на одной оси.

В 1990 г. появилась конструкция насоса, в которой нижние ступени пропеллеров были заменены тремя доработанными ступенями типа Геде [12]. Насосы с такой конструкцией, что позволяют достигать в 10 раз более

высокую степень сжатия для всех газов без какого-либо ухудшения других параметров, увеличения габаритов насоса и потребляемой мощности. В настоящее время конструкция насосов практически не меняется.

Отечественная промышленность требует от вакуум-насосов создания низких давлений при обеспечении высокой степени разрежения и большой скорости откачки. Кроме того, часто из объемов требуется откачивать в больших количествах легкие газы, в частности гелий и водород, обычно трудно удаляемые из высоковакуумных систем.

Турбомолекулярные вакуумные насосы, способные создавать минимальные давления в пределах $10^{-9} - 10^{-11}$ мм рт.ст. и меньше, находят все большее распространение в промышленности. Перспективность дальнейшего и еще большего использования ТВН для создания высокого вакуума, обусловлена рядом достоинств их по сравнению с диффузионными, ионными, криогенными и другими высоковакуумными насосами.

Проектировкой и усовершенствованием насосов занимаются многие отечественные производители, такие как Центральное конструкторское бюро машиностроения, Центр физико-технических исследований «Аналитик», Компания «Интек» [15, 16, 17].

1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ТУРБОМОЛЕКУЛЯРНЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

Турбомолекулярные вакуумные насосы представляют собой разновидность кинетических вакуумных насосов, принцип действия которых основан на передаче дополнительного импульса движения молекулам газа от вращающегося ротора в направлении откачки [6].

Турбомолекулярный насос — один из видов вакуумных насосов, служащий для создания и поддержки высокого вакуума. Действие турбомолекулярного насоса основано на сообщении молекулам откачиваемого газа дополнительной скорости в направлении откачки вращающимся ротором. Ротор состоит из системы дисков. Вакуум, создаваемый турбомолекулярным насосом, до 10^{-8} Па (10^{-10} мм рт. ст.). Скорость вращения ротора — десятки тысяч оборотов в минуту. Для работы требует применения форвакуумного насоса.

Турбомолекулярные насосы позволяют получать средний, высокий и сверхвысокий вакуум с остаточными газами, молекулярная масса которых меньше 44.

ТВН рассчитывается на работу в условиях молекулярного режима течения газа. Для обеспечения работоспособности ТВН необходимо обеспечить на выходе из его последней ступени молекулярный режим течения газа любым насосом предварительного разрежения (форвакуумным насосом) с выхлопом в атмосферу. Молекулярный насос (МН) состоит из молекулярных ступеней, установленных на одном роторе. Для обеспечения его работоспособности возможно применение форвакуумного насоса (в зависимости от конструкций ступеней МН). Комбинированный ТВН содержит первые ступени от турбомолекулярного насоса, а последние ступени от молекулярного насоса. Роторные ступени закреплены на общем валу. Назначение молекулярных ступеней — обеспечить нормальную работу последним ступеням ТВН при повышении давления на входе в ТВН, а также возможность применения более дешёвых одноступенчатых форвакуумных насосов с большим предельным давлением [16].

Простейшее решение — это добавление ступеней «turbodrag» к обычным турбомолекулярным ступеням. Первые добавленные ступени в

действительности были половиной от насоса типа Хольвека, с одним или несколькими параллельными спиральными каналами. Это позволяло достигать разряжения в районе 10 мбар, сделав возможным использования 3-х ступенчатого диафрагменного насоса или комбинации диафрагменного и поршневого насоса без понижения степени вакуума. Однако такая конструкция увеличивает цену насоса приблизительно в два раза [14].

Скорость откачки определяется наружным диаметром роторных ступеней, длиной лопаток, их количеством, углом наклона лопаток первых ступеней, скоростью вращения. При высоком давлении на входе в ТВН, его быстрота действия зависит и от скорости откачки форвакуумного насоса. Когда давление газа на входе в ТВН возрастает, то увеличивается его трение в ступенях проточной части ТВН и мощность, потребляемая электродвигателем, особенно при снижении скорости вращения ротора от трения газа. Это вызывает увеличение нагрева проточной части ТВН, подшипниковых узлов вращения, снижение скорости откачки и может привести к аварии. Поэтому, при повышении температуры узлов вращения ротора выше определённой величины происходит отключение питания электродвигателя ТВН с помощью температурного датчика, установленного вблизи одного из узлов вращения ротора. Так происходит ограничение времени откачки максимального потока газа на входе в ТВН [10].

Номинальная потребляемая мощность — это мощность, определяемая при номинальной скорости вращения ротора ТВН. При получении высокого вакуума она определяется силами трения в узлах вращения ТВН. Во время разгона ротора ТВН мощность, потребляемая его приводом максимальна. Обычно она ограничивается рабочими параметрами блока питания ТВН.

Коэффициент компрессии определяется скоростью вращения, количеством ступеней и молекулярным весом откачиваемого газа. Он выше для тяжелых газов, что обеспечивает эффективное противодействие проникновению углеводородов в откачиваемый объем. Значение коэффициента компрессии по водороду важно при использовании насоса для создания сверхвысокого вакуума.

Предельное остаточное давление, определяемое в соответствии со стандартами — это остаточное давление, достигаемое в откачиваемой системе через 48 часов откачки после окончания обезгаживания прогревом. В качестве форвакуумного насоса должен быть выбран в этом случае только двухступенчатый пластинчато-роторный насос.

Применяются две основные системы подвески: магнитный подвес и керамические подшипники. Необслуживаемые керамические подшипники используются вместо обычных стальных подшипников. Шарики подшипника, выполненные из нитрида кремния, легче, тверже и обладают более высокой однородностью по сравнению со стальными аналогами. При их использовании увеличивается ресурс и снижается уровень вибраций.

Повышение надежности достигается использованием разных материалов в паре шарик-канавка, предотвращающих образование поверхностных раковин. Использование магнитного подвеса еще более повышает надежность всей системы. Часто в насосах применяется гибридная схема подвеса. На входе насоса со стороны высокого вакуума используются магнитные опоры, а на выходе керамические подшипники с масляной или консистентной смазкой.

Для работы турбомолекулярного насоса необходимы высокие скорости вращения, до 100.000 оборотов в минуту. Для обеспечения таких скоростей и пусковых режимов приводных электродвигателей

применяется контроллер, плавно регулирующий частоту от практически нулевой до максимальной. Контроллер управляет приводом турбомолекулярного насоса.

Рассмотрим принцип действия ТВН на примере насоса с горизонтально расположенным ротором. Частица, которая попадает на перемещающуюся поверхность, после отражения от нее, в дополнение к его собственной тепловой скорости, получает компоненту в направлении движения движущейся поверхности, рис. 1. [16].

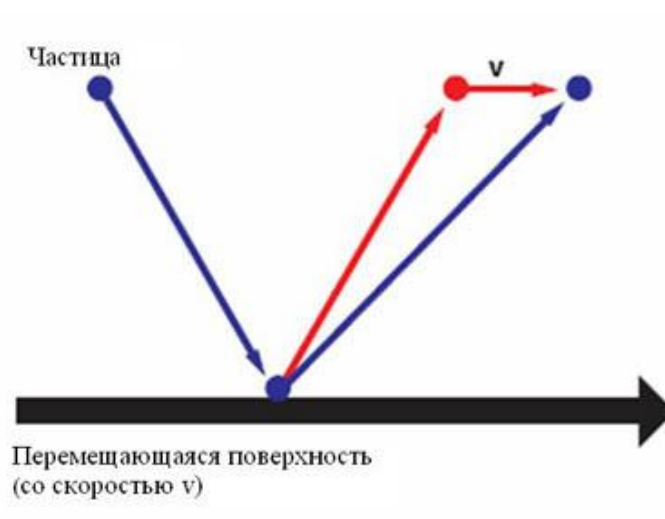


Рис. 1. Схема отражения молекул от поверхности насоса [16]

Наложение этих скоростей движения молекул приводит к тому, что частица получит направление в сторону движения поверхности. Если вторая поверхность перемещается в противоположную сторону от первого, то процесс повторяется. От ненаправленного теплового движения частицы перед столкновением с поверхностью, возникает направленное движение после столкновения.

Турбомолекулярный насос состоит из серии вращающихся (ротор) и неподвижных (статор) пропеллеров. Пропеллеры ротора и статора чередуются и имеют противоположный наклон лопаток.

Работа насоса основана на передаче момента энергии от поверхности быстро вращающегося пропеллера к молекуле газа. Скорость движения поверхности должна быть высокой для того, чтобы достичь оптимальной эффективности откачки (скорости откачки и отношения сжатия).

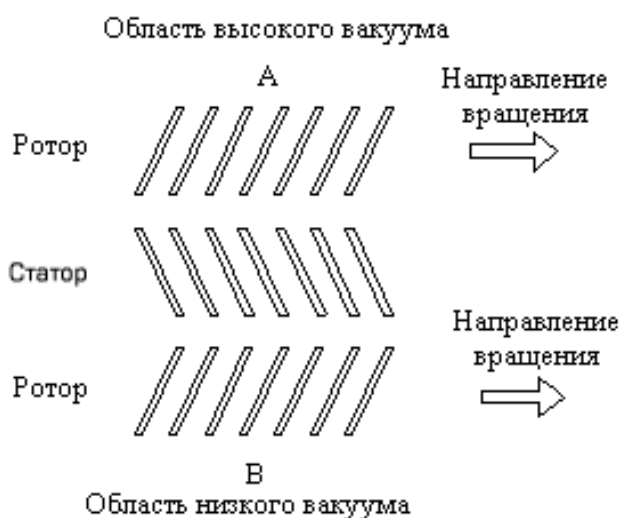


Рис. 2. Схема турбомолекулярного насоса

При столкновении молекулы газа с поверхностью пропеллера составляющая скорости движения молекулы, направленная вниз (рис.2) увеличивается, вследствие чего вероятность движения молекулы в направлении А-В значительно возрастает в сравнении с вероятностью движения в направлении В-А. Чередование ступеней ротора и статора в обычном турбомолекулярном насосе обеспечивает отношение сжатия.

Турбомолекулярный «drag» насос работает по следующему принципу, рис. 3.

Молекула газа сталкивается с быстро перемещающейся плоскостью и «протягивается» по каналу в сторону области с более высоким давлением. Обычные турбомолекулярные насосы обеспечивают достаточно высокую скорость откачки, но имеют низкое отношение сжатия при давлении в линии форвакуума выше 10-1 мбар. «Drag» насосы имеют низкую скорость откачки, но обеспечивают высокое отношение сжатия при давлении в линии форвакуума до 10 мбар [14].

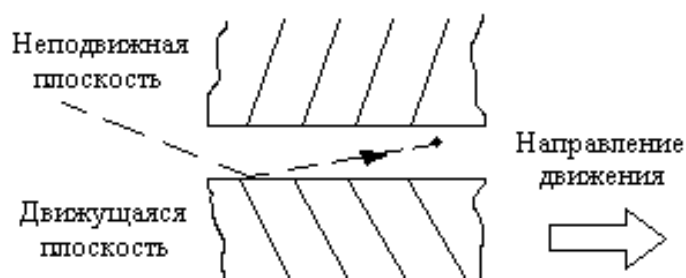


Рис. 3. Схема турбомолекулярного «drag» насоса [14]

Когда оба типа насосов объединены в один корпус (расположены на одной оси вращения), насос может работать в широком диапазоне давлений в линии форвакуума.

2. ТИПЫ КОНСТРУКЦИЙ ТУРБОМОЛЕКУЛЯРНЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

На данный момент создан целый ряд конструкций ТВН:

- однопоточные;
- двухпоточные;
- с лопатками;

- с дисковыми рабочими колесами.

Конструктивно турбомолекулярные насосы можно разделить на три группы: цилиндрического типа с кольцевыми каналами на роторе (насос Геде), цилиндрического типа со спиральными каналами вдоль поверхности ротора (насос Хольвека), дискового типа со спиральным каналом от внешнего диаметра к центру диска (насос Зигбана) [11].

Конструктивная схема ТВН, предложенного Беккером, представлена на рис. 4. В корпусе 2, с установленными в нем неподвижными статорными дисками 4, вращается: ротор 1, представляющий собой вал с расположенными на нем рабочими колесами 3, выполненными либо в виде дисков с выфрезерованными косыми радиальными пазами, либо в виде лопаточных колес, лопатки которых устанавливаются под определенным углом к торцевой поверхности втулки.

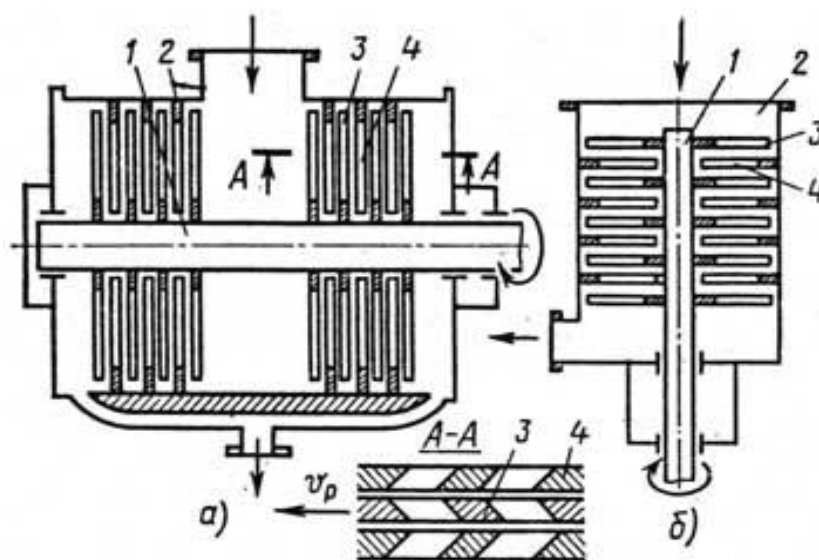


Рис. 4. Конструктивная схема турбомолекулярного вакуумного насоса Беккера [11]

В том случае, когда рабочие колеса выполняются в виде дисков с прорезями, в статорных колесах такой же формы прорези выполняются зеркально по отношению к прорезям роторных колес. Если рабочие колеса имеют лопатки, то и статорные колеса выполняются с лопатками, установленными обычно под тем же углом, но зеркально отраженными по отношению к углу установки лопаток рабочего колеса. Для удобства монтажа статорные колеса разрезаются по диаметру.

Ротор насоса закрепляется на подшипниках качения. В двухпоточных ТВН всасывающий патрубок находится в средней части корпуса. Нагнетательные полости, расположенные по торцам корпуса насоса, объединены общим патрубком, к которому подсоединяется форвакуумный насос.

Чаще всего насосы выполняются с вертикальным расположением вала, что обеспечивает большую компактность вакуумной установки.

Привод насоса обычно осуществляется от электродвигателя через фрикционную муфту, обеспечивающую снижение пиковой нагрузки в момент пуска насоса, либо от высокочастотного электродвигателя, ротор которого располагается на валу ТВН.

В ТВН допускаются сравнительно большие осевые и радиальные зазоры. Так, в насосах зазоры осевой (между роторными и статорными колесами) и радиальный (между роторным колесом и корпусом или между статорным колесом и валом) могут составлять 1,0-1,2 мм.

Корпуса насосов изготавливаются обычно из листовой нержавеющей стали XI8H10T, рабочие колеса - из алюминиевых или титановых сплавов.

В системе смазки подшипников ТВН применяются как правило, шлаковые насосы, обеспечивающие ламинарный поток в маслопроводе и создающие необходимый напор, определяемый сопротивлением масляной системы от насоса до подшипников. Масляные насосы чаще приводятся в

движение через ременную или зубчатую передачу от электродвигателя, вращающего ротор ТВН. Иногда вал ротора маслонасоса непосредственно соединяется с валом ТВН или приводится во вращение индивидуальным электродвигателем.

При горизонтальном положении ротора движение газа в насосе после входа во всасывающий патрубок разветвляется на два потока, которые соединяются в выхлопном патрубке.

Отношение вероятностей пролета молекул любого газа в прямом и обратном направлениях характеризуется степенью сжатия данного газа насосом. Легкие газы, тепловая скорость молекул которых больше, легче проникают через насос. Для них быстрота действия больше, а степень сжатия меньше. Степень сжатия существующих насосов составляет $10^2 - 10^3$ по водороду, $10^7 - 10^{12}$ по азоту, больше или равна 10^{15} по углеводородам и возрастает с увеличением частоты вращения ротора. Увеличение угла наклона паза ведет к снижению степени сжатия и увеличению быстроты действия.

При правильно выбранных технических параметрах ТВН получение вакуума от атмосферного давления до величины порядка 10^{-5} мбар составляет несколько минут. Дальнейшее улучшение вакуума будет происходить достаточно медленно.

В настоящее время наибольшее распространение получили вертикальные турбомолекулярные насосы. Это объясняется во многом лучшими эксплуатационными характеристиками. Выпускаются вертикальные турбомолекулярные насосы различных назначений: насосы с малой и большой производительностью, с подшипниками и с магнитной подвеской, для откачки агрессивных газов, с повышенным выпускным давлением, с различными входными фланцами, рис. 5 [16].

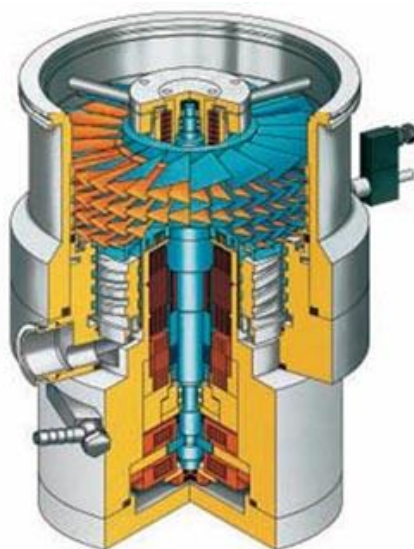


Рис. 5. Турбомолекулярный вакуумный насос [16]

Разрез вертикального турбомолекулярного насоса представлен на рис. 5. Внешний вид насоса напоминает турбину – отсюда и название турбомолекулярный насос. Двигатель приводит во вращение ротор насоса (лопасти окрашены в голубой цвет), который вращается относительно статора (лопасти окрашены в желтый цвет). Лопатки ротора и статора наклонены в зеркальном отображении и совместно образуют ступень насоса, которая производит специфическое сжатие (компрессию). Одна ступень производит компрессию равную 30 (для воздуха). Наличие нескольких ступеней производит эффект умножения и при этом достигается компрессия 10^{12} . Наклон лопастей ротора и статора определяет производительность насоса при заданном размере входного патрубка, а скорость вращения ротора и зазоры между лопастями задают компрессию каждой ступени насоса.

Подвеска ротора турбомолекулярных насосов основана на применении подшипников с керамическими шариками с твердой смазкой, которая обладает очень низким давлением паров, что делает возможным

длительную работу этих насосов без какого-либо обслуживания и обеспечение высокой степени чистоты во всех рабочих режимах. Шарики этих подшипников сделаны из нитрида кремния, поликристаллического материала с аморфной основой. Этот состав имеет следующие преимущества [16]:

- Твердость. Это критический аспект конструкции подшипников, существенно влияющий на качество работы и надежность насоса. Нитрид кремния вдвое тверже стали, имеет очень высокую поверхностную устойчивость при минимизации эффектов поверхностного контакта и давления.

- Вес. Плотность нитрида кремния на 40% меньше, чем плотность стали, что понижает центробежную нагрузку и уровень внутреннего напряжения на высоких скоростях вращения.

- Трение. Низкий коэффициент трения нитрида кремния увеличивает поверхностную устойчивость шариков и увеличивает срок службы подшипника в целом.

- Температурная стабильность. Обладая низким температурным коэффициентом расширения, нитрид кремния обеспечивает постоянную величину зазоров у движущихся деталей в широком диапазоне температур, кроме того, этот материал имеет особенно высокую устойчивость к температурному удару.

- Химическая стабильность. Нитрид кремния фактически инертен. Другое отличительное свойство таких подшипников – твердая смазка, которая не «газит» и фактически не содержит углеводов. Использование такой смазки в закрытых подшипниках обеспечивает чистую надежную работу, без необходимости какого либо обслуживания или профилактики.

Большое влияние на характеристики насоса оказывает конструкция опорных узлов: на смазываемых подшипниках качения или на магнитных подвесках.

В современных турбомолекулярных насосах используется комбинированная подвеска. На низковакуумной стороне ротора устанавливаются керамические шарикоподшипники, которые принудительно смазываются, а на высоковакуумной стороне магнитная подвеска. Для специальных применений используют насосы, полностью оборудованные магнитной подвеской. Ротор в таких насосах удерживается электромагнитами, управляемыми специальным контролером. Поскольку ротор таких насосов подвешен и нет механического контакта с частями насоса, уровень вибрации и шума чрезвычайно низок. Преимуществом также является отсутствие смазки (абсолютно безмасляная откачка). Недостатком – невозможность изготовления компактных насосов.

Следующий вид насоса представлен на рис. 6. В корпусе 4 молекулярного вакуумного насоса Геде вращается цилиндрический ротор с рядом кольцевых каналов, симметрично расположенных относительно середины насоса. Молекулы газа, поступая через всасывающий патрубок 3 во внутреннюю полость насоса, получают дополнительный импульс при столкновении с движущейся поверхностью ротора и перемещаются по каналам 5 до выхода 7 из них.

Для увеличения отношения давлений, создаваемого насосом, каналы соединены последовательно, выход каждого канала соединен с входом последующего. Вход и выход 2 отделены один от другого отсекаем 1, установленным с малым зазором к поверхности ротора. Молекулы газа, перемещаясь из канала в канал вправо и влево от центра насоса, попадают в полости 7, из которых удаляются форвакуумным насосом. Глубина каналов уменьшается от центра к периферии. Ротор

вращается в опорах 6, обеспечивающих герметичность форвакуумных полостей [11].

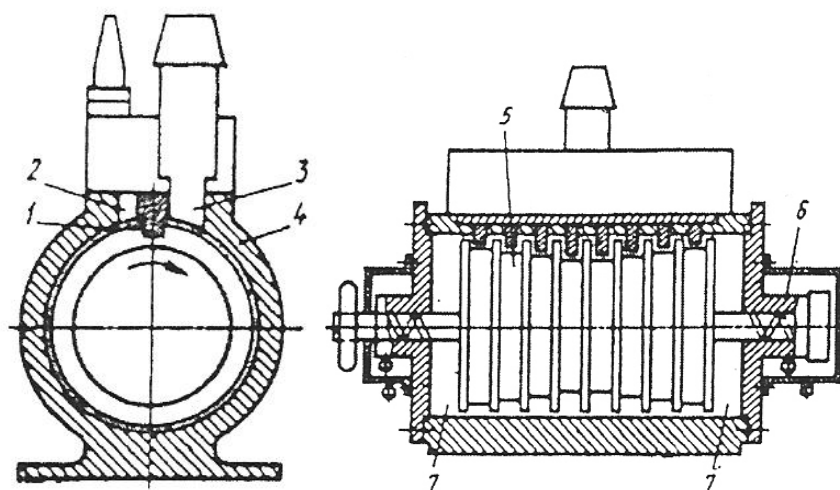


Рис. 6. Вакуумный насос Геде [11]

В молекулярном насосе цилиндрического типа со спиральным каналом вдоль поверхности ротора (рис. 7), в отличие от насоса Геде, каналы образованы поверхностью ротора 1 и винтовой канавкой 3, выполненной в корпусе 2. В такой конструкции объем перетекающего газа уменьшен путем устранения отсекаелей. Газ, поступающий через всасывающий патрубок 5 в полость 4 в центре насоса, попадает в винтовые канавки 3 и, разделяясь на два потока, перемещается вправо и влево до выхода в нагнетательные полости 6, из которых откачивается форвакуумным насосом. Ротор насоса приводится во вращение электродвигателем, роторная обмотка 8 которого расположена на валу консольно и отделена от статора 7 электродвигателя тонкостенным герметичным стаканом 9. При таком выполнении передачи, вращения на ротор внутренняя полость насоса полностью изолирована от внешней среды. Глубина паза изменяется от центра к периферии [11].

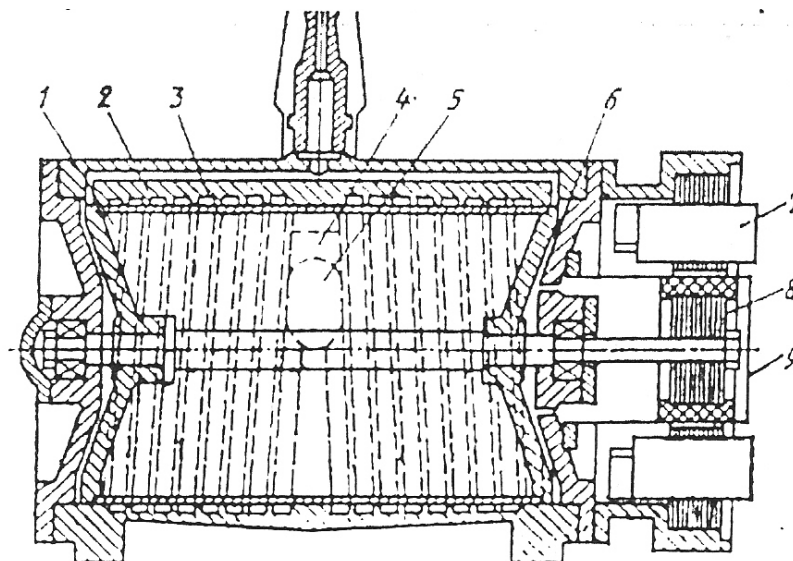


Рис. 7. Вакуумный насос Хольвека [11]

В молекулярном насосе Зигбана (рис. 8) дискового типа спиральные каналы выполнены в торцевых крышках. Внутри корпуса 3 вращается диск. Газ из всасывающего патрубка 1 поступает в спиральные каналы 4, 5 и 6. Таких каналов может быть несколько, например, на рисунке показаны три спирали. Газ по спиральным каналам от периферии диска перемещается к центру и через отверстия 7 откачивается форвакуумным насосом [11].

Основной недостаток приведенных конструкций молекулярных вакуумных насосов заключается в высокой точности изготовления и сборки. При увеличении зазоров между вращающимся ротором и корпусом более $(2-5) \times 10^{-5}$ м возрастает количество перетекающего газа из канала в канал или со стороны всасывания на сторону нагнетания, что значительно ухудшает его откачные характеристики. Поэтому сами по себе молекулярные вакуумные насосы не получили распространения в промышленности. Однако, молекулярные ступени могут быть использованы в качестве промежуточных ступеней в комбинированных турбомолекулярных насосах.

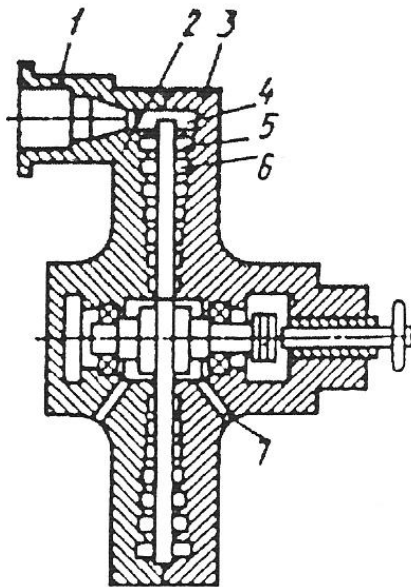


Рис. 8. Вакуумный насос Зигбана [11]

Одним из возможных конструктивных решений может быть схема вакуумного насоса приведенная на рис. 9.

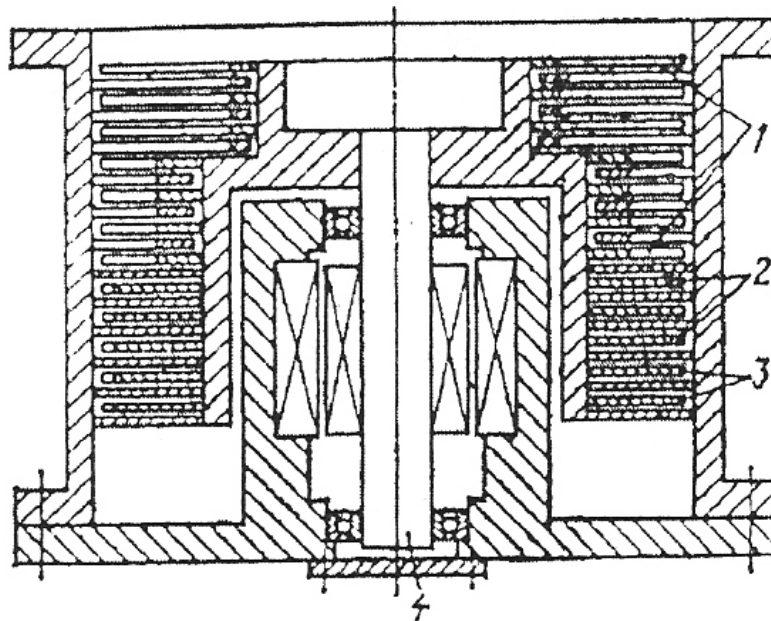


Рис. 9. Комбинированный вакуумный насос [11]

Проточная часть этого насоса представляет собой совокупность турбомолекулярных 1, молекулярных 2 и вихревых 3 ступеней, работающих последовательно и размещенных на одном валу 4.

Работающие в качестве второго пакета молекулярные ступени в диапазоне $0,1-10^3$ Па создают отношение давления 10^3-10^4 и при сравнительно небольшой скорости действия обеспечивают откачивание того количества газа, которое поступает из первого пакета рабочих колес турбомолекулярного насоса. При работе молекулярных ступеней в диапазоне давлений больших, чем 10^2-10^3 Па откачные характеристики ухудшаются и предпочтительно использовать другие ступени, например вихревые. Такое построение пакета рабочих колес обеспечивает сжатие газа, до атмосферного давления и абсолютно безмасляное откачивание [18]. Ниже представлены турбомолекулярные вакуумные насосы некоторых зарубежных производителей.



Рис. 10. Насосы фирмы BLM [18]



Рис. 11. Насосы фирмы BLM [18]



Рис. 12. Турбомолекулярный вакуумный насос



Рис.13 Турбомолекулярный вакуумный насос STRA1603 [18]

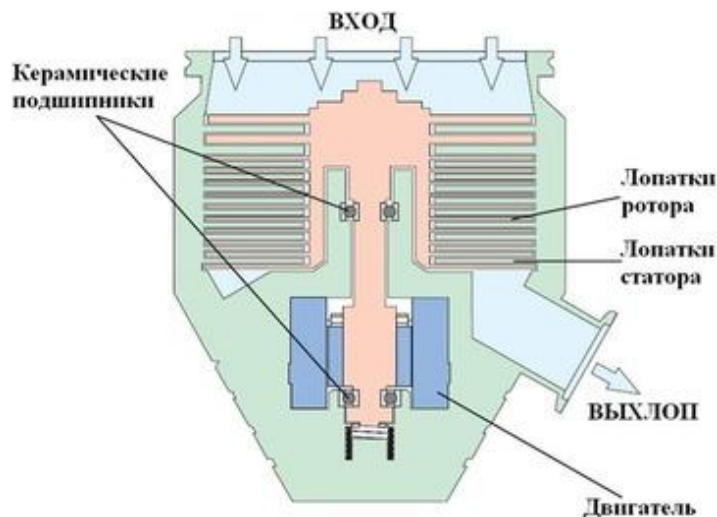


Рис. 14. Насос серии АРТ фирмы ВЛМ [18]

3. ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ НАСОСОВ С АГРЕССИВНЫМИ ГАЗАМИ И В СПЕЦИФИЧЕСКИХ СРЕДАХ

Некоторые газы, используемые в технологических процессах (силан и т.п.) в комбинации с атмосферным кислородом образуют взрывоопасные смеси, поэтому некоторые виды конструкций насосов спроектированы так, чтобы обеспечить длительную и надежную работу при многократных циклах включения-выключения. Когда насос работает с агрессивными газами, подшипники и двигатель должны быть защищены от возможного повреждения с помощью использования так называемого чистящего газа (например, чистый азот). Чистящий газ работает как барьер и предотвращает проникновение агрессивных газов в камеру подшипников. Как правило, насосы снабжены системой очистки и отдельным портом для подключения газовой линии.

Особое внимание необходимо обращать при работе насоса с высоко агрессивными газами, такими как хлорин и флюорин. Эти газы взаимодействуют с алюминиевыми деталями насоса и могут разрушить ротор.

Для откачки агрессивных газов разработаны специальные меры для защиты поверхностей насосов, которые непосредственно с ними соприкасаются. В первую очередь это относится к лопастям ротора и статора. Для этого их покрывают специальным покрытием или изготавливают из специального материала. Для моторной части насоса для защиты от агрессивных газов в насос подается блокирующий инертный газ. Для этого применяют специальный дозирующий вентиль, который создает поток газа в моторную область насоса. Блокирующий инертный газ из турбомолекулярного насоса удаляется вместе с агрессивным газом с помощью насоса предварительной откачки. Для защиты от конденсирующихся паров все поверхности, входящие и ними в контакт должны быть нагреты. Для этого применяется система управления нагревом [16].

Дополнительное внимание должно быть уделено предотвращению наличия паров воды в системах с кислотами (HCl и т.п.). Кислоты относительно инертны в безводном состоянии и становятся экстремально коррозионными в присутствии влаги. Для устранения возможности коррозии при воздействии агрессивных газов могут применяться никелирование ротора и статора, что делает насосы защищенными от коррозии [15].

Некоторые материалы, используемые в турбомолекулярных насосах, чувствительны к радиоактивному излучению. Полимерные уплотнители, смазки и другие органические компоненты могут менять свои свойства при облучении. Специальные насосы с устойчивостью к уровням радиации 107

рад изготавливаются с заменяемыми критическими компонентами, выполненными из радиационно-устойчивых материалов.

Работа данных насосов может также осуществляться в присутствии магнитных полей. Магнитные поля могут индуцировать паразитные токи в роторе, что может приводить к изменению направления вращения ротора. В результате может увеличиваться потребление электрической энергии, которая будет рассеиваться в роторе. Так как ротор не имеет контакта со статором, ротор может перегреваться, в то время как неподвижные части насоса будут оставаться холодными.

Этот эффект зависит от интенсивности, времени воздействия и распределения магнитных полей. В общем случае все влияние этого эффекта приведет к увеличению потребляемого насосом тока. Если подобное нарастание не превысит 50% от максимально потребляемого при высоком вакууме тока, то вероятнее всего никаких проблем не будет. При воздействии сильных магнитных полей на ротор будут действовать силы, которые могут привести к выходу насоса из строя.

4. ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ ТУРБОМОЛЕКУЛЯРНЫХ ВАКУУМНЫХ НАСОСОВ

Турбомолекулярные вакуум-насосы обладают:

- большой быстротой действия (до нескольких десятков тысяч л/сек)
- не загрязняют откачиваемый объем
- обладают высокой производительностью при откачке газов с малым молекулярным весом
- высокой надежностью при работе;
- долговечностью в эксплуатации.

- постоянной готовностью к работе;
- быстрым запуском (10–15 мин);
- нечувствительностью к резкому повышению давления (вплоть до атмосферного);
- широким диапазоном рабочих давлений;
- примерно одинаковой быстротой действия по большинству газов;
- высокой степенью сжатия для газов с большой молекулярной массой. Высокая степень сжатия обеспечивает давление углеводородов на входе турбомолекулярного насоса не более 10-15 Па, т.е. практически безмасляный вакуум, при давлении на форвакууме 1–500 Па, соответствующем остаточному давлению большинства насосов с масляным уплотнением.

Дополнительным преимуществом насосов можно считать применение в их конструкциях полностью магнитных подвесов ротора, которые: обеспечивают безмасляную откачку (полное отсутствие следов углеводородов), не требуют технического обслуживания (отсутствие механического износа подшипников), обеспечивают низкий уровень вибраций — ниже уровня вибраций обычных подшипников, минимизируют требования к охлаждению (в большинстве случаев достаточно естественного охлаждения), позволяют применять произвольную ориентацию, т.е. насос может быть установлен в любом положении.

Возможное загрязнение вакуумной системы от ТВН углеводородами объясняется проникновением их через турбомолекулярный насос из форвакуумного насоса при остановке ТВН. Обратный поток углеводородов практически исключается, если при остановке ТВН в него напускается осушенный азот или воздух до давления 10-30 мм рт.ст.

Электрический шум, производимый насосом, можно разделить на два вида:

- шум, излучаемый контроллером насоса. Новое поколение контроллеров для насосов соответствует требованиям и ограничениям стандарта для излучаемых и наводимых шумов. Соответствие этим нормам гарантирует, что не будет никаких ограничений на применение этих контроллеров и соответственно никакого влияния на любое электрооборудование, подключенное к той же питающей линии.

- шум, наводимый в линию питания.

5. ОБЛАСТИ ПРИМЕНЕНИЯ

Турбомолекулярные насосы применяются в ряде отраслей промышленности, и прежде всего в электронной, радиотехнической, химической, атомной, авиационной, металлургической, медицинской, для осуществления технологических процессов или обеспечения работы установок требуется создание и поддержание высокого вакуума.

Турбомолекулярные насосы используются также в [1, 3, 4, 710, 11, 12, 15, 16, 17, 18, 19]:

- аналитических инструментах. Эволюция развития аналитических приборов потребовала эквивалентного улучшения технологии вакуумных систем. Компактность, невысокая цена, надежность – это общие требования для всего спектра оборудования, но для каждого конкретного применения есть ряд специфических требований.

- масс-спектрометрах. Бесшумная и надежная работа турбомолекулярных насосов необходима для этих систем, обычно работающих 24 часа в сутки. Турбомолекулярные насосы с подвеской на

подшипниках с керамическими шариками не требуют никакого обслуживания и обеспечивают долгую бесперебойную работу в таком режиме.

- в многокамерных масс-спектрометрах. Некоторые передовые аналитические технологии, которые требуют наличия в приборе многокамерных вакуумных систем. Структура этих приборов обычно требует поддержания различных степеней разрежения в разных камерах и одновременно высокой газовой проводимости между камерами. В связи с этим, вакуумные системы составляют большую часть стоимости прибора и обычно имеют довольно сложную конструкцию, поэтому такие критерии как компактность, стоимость и простота работы приобретают особую важность. В основе требований к вакуумной системе лежат требования к характеристикам самого аналитического прибора. Получается, что нет общего решения для всех проблем и разработчикам приходится решать каждую конкретную задачу в отдельности.

- анализаторах газа. Керамические шарика в подшипниках насосов могут обеспечить свободную от углеводородов работу и высокое отношение сжатия для легких газов. Как правило - это самые миниатюрные насосы, именно поэтому эти насосы – наиболее предпочтительны для портативных систем.

- электронных микроскопах. Турбомолекулярные насосы хорошо сбалансированы для минимизации остаточной вибрации, поскольку величина уровня вибрации имеет основное значение для данных устройств. В дополнение к этому, вибрационные сигнатуры измеряются для каждого насоса в процессе производства. Типовое значение вибрации приводится в спецификации для каждого насоса. В случае специфических требований, частота вращения насосов модифицируется для предотвращения нежелательных резонансов в вакуумной системе.

- производстве полупроводников. Быстро меняющиеся технологические требования к глубине вакуума в полупроводниковой индустрии заставляют производителей оборудования постоянно заниматься улучшением производительности, надежности, уменьшать время пуска вакуумного оборудования для наращивания производительности и воспроизводимости технологических процессов.

- в ионной имплантации. В процессах сухого травления и ионной имплантации применяются агрессивные или коррозионные газы, поэтому турбомолекулярные насосы должны иметь соответствующую защиту. Насосы для этих целей оборудуются портом очистки и имеют специальное защитное покрытие.

- в напылении материалов;

- в травлении, покрытии и испарении материалов [1];

- в химическом осаждении из паровой фазы. Процессы осаждения часто являются источником мельчайших частиц, попадающих в турбомолекулярный насос. Внутренние размеры насоса достаточно велики по сравнению со средним размером частиц. Поэтому частицы проходят через насос, не повреждая его. Также насосы могут быть оборудованы дополнительным портом очистки, тем самым опасность аккумуляции частиц исключается.

- производстве кинескопов и радиоламп;

- вакуумных печах;

- системах течеискания;

- производстве электронных приборов;

- имитации космоса;

- вакуумировании электронных ламп;

- сверхвысоковакуумных установках;

- ускорителях частиц.

6. ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ МОЛЕКУЛЯРНОЙ ОТКАЧКИ ГАЗА

Удаление газа из вакуумной системы с помощью движущихся поверхностей называется молекулярной откачкой. Молекулярная откачка представляет собой откачку через канал, одна из стенок которого совершает относительное перемещение с некоторой скоростью параллельно оси канала. Молекулы газа соударяются с движущейся поверхностью, получая приращение количества движения в направлении насоса предварительного разрежения. При этом создается перепад давлений $p_2 > p_1$. Максимальная быстрота действия, которая может быть получена в такой схеме, пропорциональна скорости стенки [7], рис. 15.

$$S_{\max} = \gamma F_k v_p, \quad (1)$$

где F_k – площадь поперечного сечения, v_p – скорость стенки, γ – коэффициент, учитывающий соотношения движущейся и неподвижной частей периметра канала.

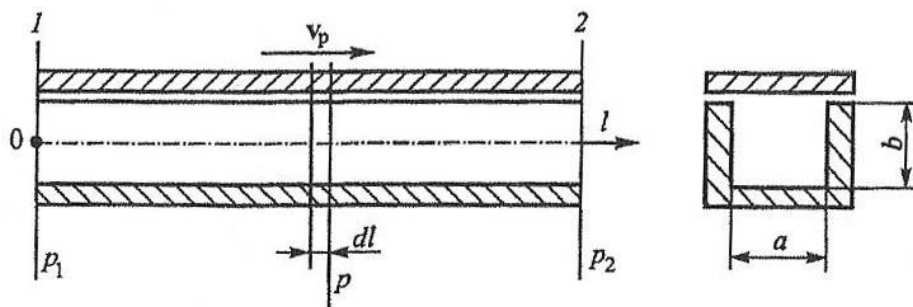


Рис. 15. Схема молекулярной откачки при одинаковых направлениях движения пластины или газового потока [7]

Принимая число соударений молекул с движущимися и неподвижными поверхностями одинаковыми, определяют долю молекул, непрерывно получающих приращение скорости:

$$\gamma = \frac{f_D}{f_D + f_H}, \quad (2)$$

где f_D и f_H – движущаяся и неподвижная части периметра поперечного сечения канала.

Дифференциальное уравнение течения газа через канал постоянного поперечного сечения в установившемся режиме можно записать в виде разности прямого и обратного потоков:

$$Q = S_{\max} p - C \frac{dp}{dl}, \quad (3)$$

где Q – количество газа, $C = U_k l_k$ – коэффициент, U_k – проводимость канала с неподвижными сторонами, l_k – длина канала.

С учетом граничного условия $p = p_1$ и при $l = l_k$ давление в конце канала будет иметь вид:

$$p_2 = \frac{Q}{S_{\max}} [1 - \exp(\frac{S_{\max}}{U_k})] + p_1 \exp(\frac{S_{\max}}{U_k}). \quad (4)$$

Учитывая, что $Q = p_1 S_{\max}$ можно получить выражение для определения быстроты действия:

$$S_n = S_{\max} \frac{\frac{p_2 - \exp(\frac{S_{\max}}{U_k})}{p_1}}{1 - \exp(\frac{S_{\max}}{U_k})}. \quad (5)$$

При равенстве $p = p_2$ быстрота действия максимальна: $S_n = S_{\max}$, а при $S_n = 0$ и $p_1 = p_{np}$, $p_2 = p_6$ имеет место наибольший коэффициент компрессии:

$$K_{\max} = \frac{p_6}{p_{np}} = \exp(\frac{S_{\max}}{U_k}), \quad (6)$$

где p_{np} – предельное давление, p_6 – выпускное давление.

В связи с тем, что проводимость каналов U_k при молекулярном режиме течения пропорциональна $\sqrt{\frac{T}{M}}$, максимальный коэффициент компрессии возрастает с увеличением молекулярной массы и снижением температуры газа.

Данная схема молекулярной откачки удобна для получения больших коэффициентов компрессии при малых значениях быстроты откачки. При увеличении молекулярной массы откачиваемого газа максимальный коэффициент компрессии возрастает, а максимальная быстрота действия остается без изменения. Таким образом, насос более эффективно откачивает тяжелые газы.

При молекулярной откачке (рис. 15, а) проводимость наклонного канала, движущегося перпендикулярно газовому потоку со скоростью v_p , зависит от направления течения газа. Для упрощения задачи примем,

что пластину с наклонным каналом с обеих сторон бомбардируют перпендикулярно поверхности пластины потоки молекул газа q_1 и q_2 . Остановив пластину и сложив вектор относительной скорости молекул v_p с векторами тепловых скоростей молекул v_{ap} , получим измененное направление движения молекул (рис. 16, б), [7].

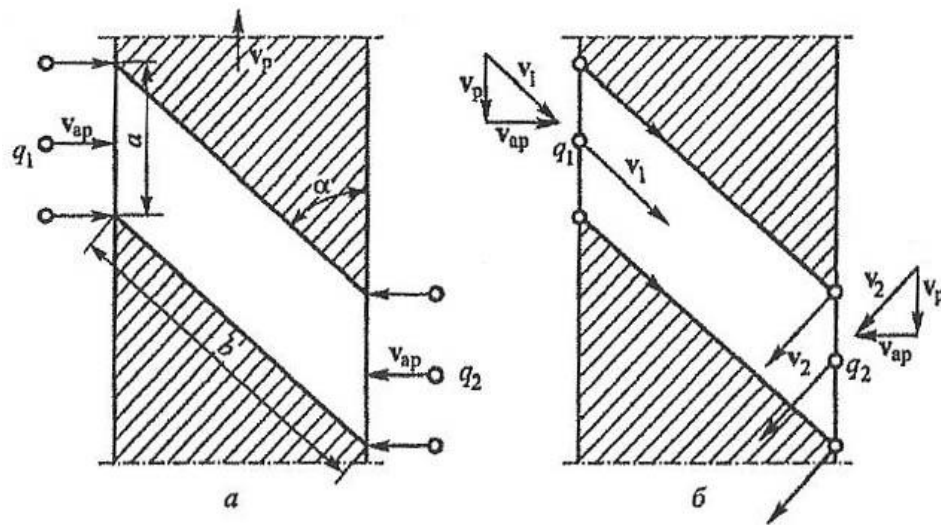


Рис. 16. Схема откачки при взаимно перпендикулярном перемещении пластины и газового потока [7]

Поток q_1 при $\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_{ap}}{v_p}$ входит по оси канала, а поток q_2 перпендикулярно оси, что приводит к тому, что проводимости канала для q_1 и q_2 различны. Приблизительно можно принять, что для потока q_1 канал имеет форму трубы, а для потока q_2 форму трубы с поворотом на 90° .

Для установившегося режима течения газа уравнение имеет вид:

$$Q = S_n p_1 = U_{12} p_1 - U_{21} p_2, \quad (7)$$

где U_{12} и U_{21} – проводимости канала для потоков q_1 и q_2 соответственно.

Значения указанных проводимостей можно определить, пользуясь справочными данными о проводимостях прямых труб или труб с коленом или непосредственным математическим моделированием методом Монте-Карло.

Для определения быстроты действия можно воспользоваться выражением:

$$S_H = U_{12} - U_{21} \frac{p_2}{p_1}. \quad (8)$$

7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТЕЙ ПЕРЕХОДА МОЛЕКУЛ ГАЗА

Теория вероятностей перехода молекул достаточно подробно изложена в [10, 11]. Ниже приведены только основные положения и уравнения необходимые для расчета турбомолекулярных вакуумных насосов в рамках курса изучения «Высоко и низковакуумные насосы».

7.1. Процесс переноса молекул газа через межлопаточные каналы [11]

Зависимость для определения отношения давлений создаваемого рабочим колесом при некоторой скорости откачки с учетом перетеканий через зазоры имеет вид:

$$\frac{p_2}{p_1} = \frac{\kappa S_0 + \kappa B + \kappa D - \kappa V_2 - D + V_2 - B}{S_0 + \kappa A + \kappa D - A - D}, \quad (9)$$

где P_2 – давление газа на стороне всасывания, P_1 – давление газа на стороне нагнетания; V_2 – текущее значение быстроты откачки через рабочее колесо при давлении P_2 , κ – отношение давлений рабочего колеса ТВН при скорости откачки, равной нулю, и отсутствии перетеканий, S_0 – максимальная скорость откачки насоса при отношении давлений, равном единице, A – объем газа, перетекающего на сторону повышенного давления через радиальный зазор между наружным диаметром рабочего колеса и внутренним диаметром корпуса насоса, B – объем газа, перетекающего на сторону пониженного давления через радиальный зазор между наружным диаметром рабочего колеса и внутренним диаметром корпуса насоса, D – пропускная способность кольцевого радиального зазора, л/сек.

Величина $\frac{P_2}{P_1}$, обратная максимальному отношению давлений, определяется из уравнения (1) при условии отсутствия объемного расхода через колесо ($V_2 = 0$), а максимальная скорость откачки подсчитывается при значении отношения $\frac{P_1}{P_2} = 1,0$. При этом $V_2 = S_0$.

Уравнение (9) позволяет определить основные параметры характеристики рабочего колеса ТВН (максимальную скорость откачки и максимальное отношение давлений) по уже известным геометрическим размерам и заданной окружной скорости. Однако уравнение (9) не может быть использовано для расчета основных геометрических размеров рабочего колеса на заданные условия, а также для исследования влияния геометрических параметров меж лопаточного канала (угла установки лопаток или наклона паза, соотношения между шириной и длиной канала) на S_0 и κ , так как невозможно решить его относительно этих

геометрических факторов, входящих в выражения для определения значений V_2 , S_0 , A , B , D в нелинейном виде.

Взаимодействие потока молекул газ с рабочими элементами ТВН отличается от их взаимодействия в молекулярном вакуумном насосе.

Процесс переноса молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса с лопатками, установленными под определенным углом к поверхности, было рассмотрено Крюгором и Шапиро. При столкновении с лопаткой колеса в точке А (рис. 17) молекулы газа (при предположении, что их отражение происходит по диффузному закону) рассеиваются во все стороны. Тогда при рассмотрении перемещения молекул в плоскости, перпендикулярной поверхности колеса в рассматриваемом сечении, молекулы, попавшие в плоскость угла α_1 , вернуться на сторону 1-1, попавшие в плоскость угла γ_1 , перейдут на сторону 2-2, а попавшие в плоскость угла β_1 , либо останутся на стороне 1-1, либо перейдут на сторону 2-2.

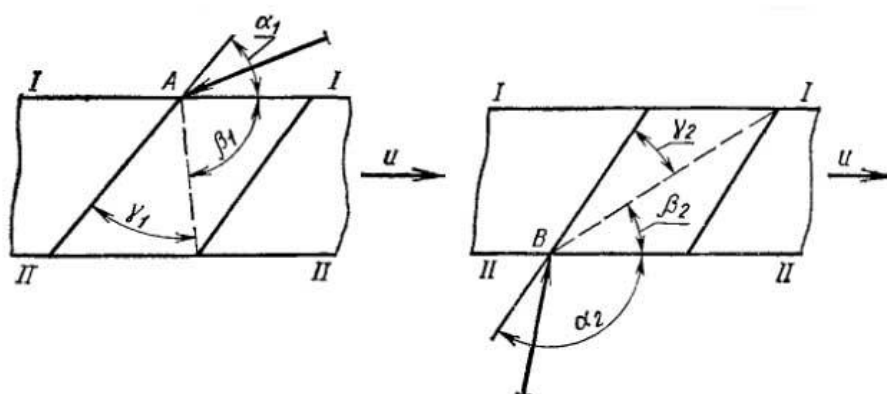


Рис. 17. Схема столкновения молекул с лопаткой рабочего колеса [16]

После соударения молекул с лопаткой колеса в точке В (со стороны 2-2) будет проходить их рассеивание по углам $\alpha_2, \beta_2, \gamma_2$. Сопоставление соответствующих углов $\alpha_1, \beta_1, \gamma_1$ и $\alpha_2, \beta_2, \gamma_2$, характеризующих

возможность перехода молекул на противоположные стороны, показывает, что вероятность перехода молекул газа из области 1-1 в область 2-2 больше вероятности перехода молекул из области 2-2 в область 1-1.

При установившихся условиях поток молекул, переносимых вращающимся рабочим колесом со стороны 1-1 на сторону 2-2, определяется :

$$WN_1 = \sum_{12} N_1 - \sum_{21} N_2, \quad (10)$$

где N_1 – поток молекул, падающих на торцевую площадь между лопаточных каналов рабочего колеса со стороны 1-1, N_2 – поток молекул, падающих на торцевую площадь между лопаточных каналов рабочего колеса со стороны 2-2, \sum_{12} – вероятность перехода молекул газа со стороны 1-1 на сторону 2-2, \sum_{21} – вероятность перехода молекул газа со стороны 2-2 на сторону 1-1, W – отношение молекул, перешедших через межлопаточные каналы колеса со стороны 1-1 на сторону 2-2, к общему числу молекул, падающих на торцевую площадь межлопаточных каналов колеса со стороны 1-1. При равенстве температур газа и неизменности функций распределения молекул по их тепловым скоростям на сторонах 1-1 и 2-2 из уравнения (10) определяются два основных параметра характеристики рабочего колеса насоса.

Максимальное значение коэффициента W , соответствующее максимальной скорости откачки, при отсутствии перепада давлений на рабочем колесе ($p_1 = p_2$):

$$W_{\max} = \sum_{12} - \sum_{21}, \quad (11)$$

а максимальное отношение давлений при $W = 0$:

$$\tau_{\max} = \frac{\sum_{12}}{\sum_{21}}. \quad (12)$$

Для принятого отношения окружной скорости на текущем радиусе (по высоте паза или межлопаточного канала) к наивероятной скорости теплового движения молекул газа значения вероятностей \sum_{12} и \sum_{21} зависят только от геометрических параметров рабочего колеса: угла наклона паза или установки лопатки α и отношения ширины паза к его длине $\frac{a}{b}$. Для рабочих колес турбомолекулярного вакуумного насоса с определенной геометрией межлопаточных каналов рассчитывают значения вероятностей перехода молекул из одной области в другую в зависимости от соотношения скоростей. Существуют зависимости τ_{\max} и от соотношения окружной скорости к наивероятной скорости теплового движения молекул при различных значениях угла наклона и $\frac{a}{b} = 1,0$.

Уравнения 11 и 12 в явной форме не включают в себя зависимость максимальной быстроты откачки и создаваемого максимального отношения давлений от геометрических соотношений межлопаточного канала или паза рабочего колеса.

Как правило, при рассмотрении, в теоретическом аспекте принимается диффузионное отражение молекул газа от поверхности лопаток колеса и учитывается влияние молекул, отраженных от корпуса насоса, на количество переносимых через рабочее колесо молекул газа.

Результаты многочисленных экспериментов выполненных отечественными и зарубежными исследователями показали, что основные

параметры характеристики рабочего колеса турбомолекулярного насоса с достаточной степенью точности могут быть определены и без учета влияния молекул отраженных от корпуса насоса.

Для колеса с лопатками бесконечной длины коэффициент, рассчитывающий часть молекул, перешедших на сторону повышенного давления, определяется по уравнению:

$$\dot{M}_{12} = m_{12} + \int_{-0,5}^{0,5} m_{x_2} u_x dx + \int_{-0,5}^{0,5} m_{y_2} u_y dy, \quad (13)$$

где m_{12} – вероятность перехода молекул со стороны 1-1 на сторону 2-2 без соударений со стенками межлопаточного канала колеса, m_{x_2} (m_{y_2}) – вероятность того, что молекулы, отраженные от участка dx (dy), переходят на сторону 2-2, $u_x dx$ ($u_y dy$) – часть молекул, соударяющихся с участком dx (dy) в единицу времени, из всего количества молекул, попавших в межлопаточный канал со стороны 1-1.

Вероятность m_{x_2} имеет вид: $m_{x_2} + \int_{-0,5}^{0,5} m_{x_2} F(x, y) dy = 1 - D_{x1}$, где $F(x, y) dy$ – часть молекул, соударяющаяся в единицу времени с участком dy , из общего числа молекул, отразившихся от участка dx , D_{x1} – вероятность того, что молекулы, отраженные от участка dx , перейдут на сторону 1-1 без соударений, рис. 18.

Уравнение 5, можно выразить также следующим образом:

$$\dot{M}_{12} = m_{12} \left(1 - \frac{\Delta}{2}\right) \left(\int_{-0,5}^{0,5} m_{x_2} u_x dx + \int_{-0,5}^{0,5} m_{y_2} u_y dy \right) + \frac{\Delta}{2} \int_{-0,5}^{0,5} m_{x_2} (u_x + u_y) dx, \quad (14)$$

где Δ – коэффициент, учитывающий разность между количеством столкновений молекул, отраженных от стенки корпуса насоса, с элементарными площадками поверхностей x и y межлопаточного канала в единицу времени, m_{x_2} – вероятность того. Что молекулы, попавшие после соударения со стенкой корпуса насоса на участок dx и отраженные от него, перейдут на сторону повышенного давления 2-2.

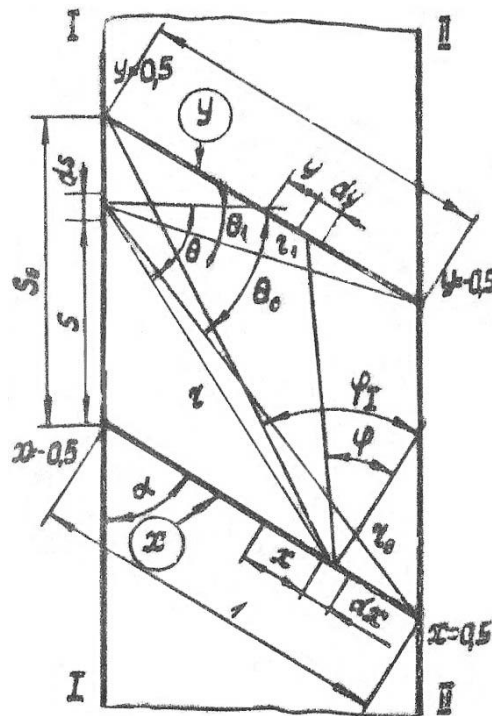


Рис. 18. Схема к определению вероятности [10]

Коэффициент, характеризующий максимальную быстроту откачки рабочего колеса при отсутствии перепада давлений, находится по уравнению:

$$\theta_{p_1=p_2} = M_{12} - M_{21}, \quad (15)$$

а максимальное отношение давлений при $Q = 0$:

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)_{Q=0} = \frac{M_{12}}{M_{21}}. \quad (16)$$

Для лопаточного колеса с большей быстротой откачки рекомендуется принимать угол установки лопаток $\alpha = 20 - 30^\circ$ и относительную ширину межлопаточного канала $S_0 = 1,0$, для колес с повышенным отношением давлений рекомендуется принимать $\alpha = 10 - 20^\circ$ и $S_0 = 0,5$.

С целью повышения эффективности рабочего колеса ТВН, на основании оценки вероятности перехода молекул газа через каналы на сторону повышенного давления и в противоположном направлении, выполняют межлопаточные каналы (лопатки) сложной геометрической формы.

Существует метод определения параметров характеристики ТВН, основанный на представлении межлопаточных каналов или пазов рабочего колеса как динамически регулируемого сопротивления молекулярному потоку газа, состоящего в совместном воздействии геометрии и скорости рабочего канала на движение вошедших в него молекул газа, обладающих равными скоростями, векторы которых направлены друг другу. Рабочий канал для такого потока молекул, как бы деформируясь, приобретает особую геометрию, раскрываясь для молекул, летящих в одном направлении, и закрываясь для молекул, движущихся в другом [10, 11].

Сопротивление межлопаточных каналов и пазов колеса характеризуется геометрическим коэффициентом:

$$\kappa = \frac{4}{zcF_{\text{вх}}}, \quad (17)$$

где z – сопротивление канала или паза, c – средняя арифметическая скорость молекул газа, $F_{\text{вх}}$ – площадь входного сечения канала.

Для расчета основных параметров характеристики рабочего колеса ТВН необходимо использовать экспериментальные значения проводимостей и геометрических коэффициентов для межлопаточных каналов или пазов определенной геометрии.

Эффективность работы турбомолекулярных вакуумных насосов, прежде всего, зависит от откачных характеристик рабочих колес, определяемых, в свою очередь, двумя основными параметрами: максимальной быстротой откачки при отсутствии перепада давлений и максимальным отношением давлений при скорости откачки, равной нулю.

Теоретические выражения максимальной скорости откачки рабочего колеса и создаваемого им максимального отношения давлений в зависимости от геометрических параметров межлопаточных каналов или пазов могут быть получены из анализа теоретических моделей перехода молекул газа через них с учетом зеркального и диффузного законов взаимодействия молекул газ со стенками меж лопаточных каналов.

7.2. Теоретическая откачная характеристика рабочего колеса турбомолекулярного вакуумного насоса

Принцип переноса молекул газа через межлопаточные каналы вращающегося рабочего колеса ТВН, основан на различии сопротивлений межлопаточного канала, образованного двумя соседними лопатками, установленными под определенным углом к торцовой поверхности колеса,

или стенками выфрезерованного паза, потокам молекул газа, проходящих с противоположных сторон рабочего колеса. Количество молекул, проходящих на противоположную сторону колеса, определяется числом молекул, попавших во входные сечения межлопаточных каналов или пазов, и значением вероятности перехода молекул.

Из закона распределения молекул газа по скоростям число молекул, падающих на единицу поверхности в единицу времени, равно: $\nu = \frac{1}{4}NV_a$, где N – число молекул в единице объема, V_a – среднее арифметическое значение скорости теплового движения молекул.

Вероятность перехода молекул на противоположные стороны рабочего колеса выражает часть из общего числа молекул газа, попавших в торцевое сечение межлопаточных каналов и перешедших на его противоположную сторону, и зависит от геометрических параметров канала, окружной скорости колеса и скорости теплового движения молекул, а также от закона взаимодействия молекул со стенками межлопаточных каналов.

Таким образом, в установившемся режиме при равенстве температур газа и неизменности функций распределения молекул по их тепловым скоростям на сторонах пониженного и повышенного давления число молекул, переносимых вращающимся рабочим колесом, будут выражаться уравнением:

$$N_1 \frac{V_a}{4} k = N_1 \frac{V_a}{4} k_1 - N_2 \frac{V_a}{4} k_2, \quad (18)$$

где k – результирующая вероятность перехода молекул через межлопаточные каналы рабочего колеса, k_1 – вероятность перехода

молекул со стороны пониженного давления, k_2 – вероятность перехода молекул со стороны повышенного давления.

Значения вероятностей k_1 и k_2 для данного радиального сечения межлопаточных каналов или пазов и определенной окружной скорости являются постоянными.

Величина результирующей вероятности перехода молекул через рабочее колесо, пропорциональна скорости откачки:

$$k = k_1 - \tau k_2, \quad (19)$$

где τ – отношение давлений.

Текущее значение k и скорость откачки рабочего колеса линейно зависят от создаваемого отношения давлений.

Максимальное значение k , пропорциональное максимальной скорости откачки, достигается при отсутствии перепада на рабочем колесе, т.е. при $\tau = 1,0$, соответственно $k_{\max} = k_1 - k_2$ и $S_{\max} = 3,64 k_{\max} F \sqrt{\frac{T}{M}}$.

Максимальное отношение давлений при скорости откачки, равной нулю

$$\tau_{\max} = \frac{k_1}{k_2}.$$

Таким образом, для определения откачной характеристики рабочего колеса ТВН. Необходимо найти два основных параметра S_{\max} и τ_{\max} .

7.3. Теоретическая модель переноса молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса

Величина потока молекул газа, переносимого рабочим колесом, зависит от закона взаимодействия молекул со стенками межлопаточного

канала или паза. Наиболее общим законом взаимодействия является диффузионный закон, согласно которому все молекулы газа отражаются от поверхности в произвольных направлениях.

В некоторых случаях взаимодействие молекул газа поверхностью удовлетворительно описать зеркальным законом взаимодействия. Результаты исследования отражения молекул различных материалов при изменении их угла падения указывают на то, что при больших углах падения

(угол между направлением движения молекул и нормалью к поверхности) закон отражения от шероховатой: поверхности близок к зеркальному, причем тем больше, чем больше скорость молекул.

Попав на поверхность. Молекула адсорбируется, вступая в физические и химические связи с молекулами поверхностного слоя твердого тела. В зависимости от этих связей молекула, покидающая поверхность, обладает различными импульсами и внутренней энергией.

Взаимодействие молекул с поверхностью твердого тела также зависит от ее, чистоты и температуры. Характер взаимодействия молекул с поверхностью меняется со временем из-за обезгаживания. Предварительное нагревание поверхности способствует очищению ее от адсорбированных молекул, что также оказывает влияние на их взаимодействие с поверхностью.

Для описания взаимодействия молекул с поверхностью наиболее часто используется модель, предложенная Максвеллом, которая строится в предположении, что часть молекул σ отражается от поверхности диффузно, а оставшиеся $(1 - \sigma)$ - зеркально.

Таким образом, взаимодействие со стенками межлопаточного канала или паза может, в зависимости от их геометрических параметров,

описываться диффузионным или зеркальным законом или тем и другим одновременно.

При рассмотрении теоретических моделей процесса переноса молекул рабочим колесом полагают, что в проточной части рабочих органов ТВН устанавливается молекулярный режим течения.

При молекулярном режиме течения газа средняя длина свободного пробега молекул значительно превосходит характерный размер межлопаточного канала. Процесс переноса молекул рабочим колесом ТВН определяется числом столкновений их со стенками лопаток. В этом случае, пропускная способность межлопаточного канала определяется для заданной температуры откачиваемого газа его геометрическими размерами и зависит от давления.

Таким образом, рассмотрение процесса переноса молекул рабочими колесами ТВН при наличии молекулярного режима течения газа в пространстве, ограниченном торцовыми поверхностями колес, представляет собой задачу определения степени ограничивающего воздействия стенок каналов на переход молекул через рабочее колесо ТВН независимо от величины давления, поддерживаемого в полости насоса.

Учитывая отмеченное, при построении теоретических моделей и процесса переноса молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса принимают следующие допущения [10]:

1. В рабочей полости насоса устанавливается молекулярный режим течения газа.

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

3. Движение молекул в канале рабочего колеса принимается двумерным, 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 рассматривается с учетом либо диффузного (при этом за направление отражения молекул принимается преимущественное совпадающее с нормалью к поверхности стенок межлопаточного канала колеса) либо зеркального законов.

Эффективность работы колеса турбомолекулярного вакуумного насоса характеризуется максимальной быстротой откачки газа при отношении давлений по обеим сторонам его, равном единице, и максимальным отношением давлений при нулевой производительности, которые зависят от соотношения скорости теплового движения молекул и окружной скорости колеса в рассматриваемом радиальном сечении, от геометрии межлопаточного канала (угла установки лопатки или паза, отношения ширины межлопаточного канала к его длине), а также от закона взаимодействия молекул газа со стенками межлопаточного канала.

7.4. Результирующая вероятность перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса с учетом зеркального и диффузионного законов взаимодействия их со стенками [10]

Результирующая вероятность перехода молекул через рабочее колесо, может быть определена по уравнению:

$$k = \sigma_N k_N - (1 - \sigma_N) k_{зер}, \quad (20)$$

где σ_N – коэффициент, учитывающий часть общего числа молекул, переносимых рабочим колесом, отражаемых при взаимодействии с поверхностью стенок межлопаточного канала или паза по нормали, $(1 - \sigma_N)$ – количество молекул, переносимых рабочим колесом, взаимодействующих с поверхностью стенок межлопаточного канала или паза по зеркальному закону.

Как показало расчетное определение σ_N , его значения мало изменяются в зависимости от угла наклона паза, а также от соотношения окружной скорости рабочего колеса к наивероятному значению скорости теплового движения молекул при заданном отношении $\frac{a}{v}$. Для определения результирующей вероятности перехода молекул через рабочее колесо при изменении $\frac{u}{V_H}$ от 0,2 до 2,0 в качестве средних рекомендуются следующие значения коэффициента σ_N :

- $\sigma_{Ncc} = 0,65$ при $\frac{a}{v} = 0,5$ и $\alpha = \text{var}$;

- $\sigma_{Ncc} = 0,75$ при $\frac{a}{v} = 1,0$ и $\alpha = \text{var}$;

- $\sigma_{Ncc} = 0,85$ при $\frac{a}{v} = 1,5$ и $\alpha = \text{var}$.

Для расчета ТВН применяется теоретическая модель взаимодействия молекул газа со стенками межлопаточного канала с учетом диффузионного закона, при этом за направление отражения молекул принимается преимущественное, совпадающее с нормалью к поверхности стенок канала. Также принимается, что скорости всех молекул газа одинаковы и равны наивероятному значению теплового движения молекул. Процесс переноса молекул схематически представлен на рис. 19.

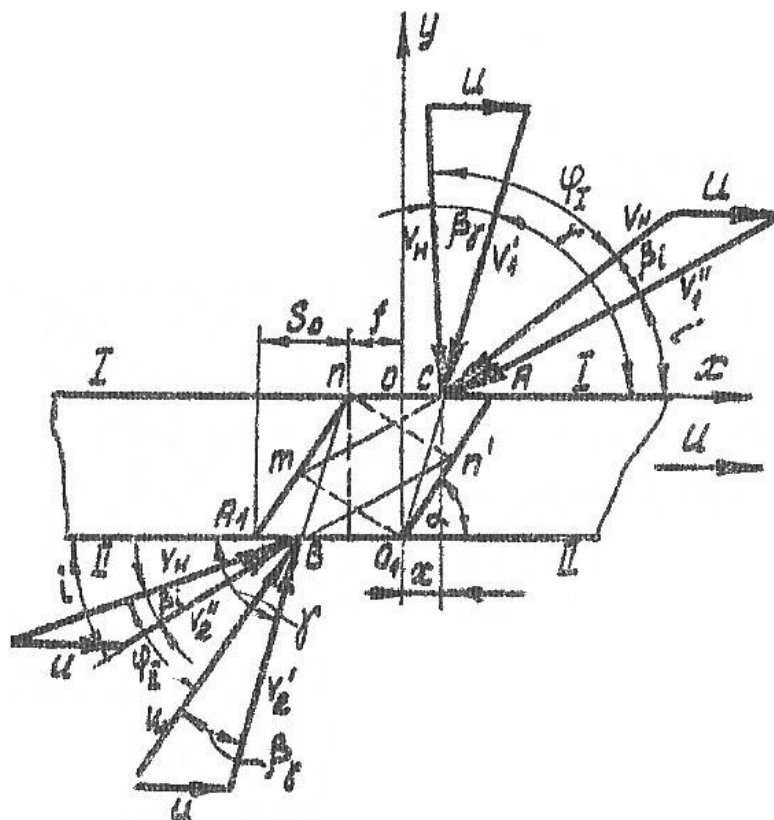


Рис. 19. Схема процесса переноса молекул газа через межлопаточный канал рабочего колеса в произвольном радиальном сечении [10]

Геометрическая структура межлопаточного канала при неизменном угле наклона установки лопаток или наклона паза может характеризоваться кроме отношения ширины канала к его длине величиной относительного перекрытия $\frac{f}{S_0}$, т.е. отношением величины оптической прозрачности межлопаточного канала f к проекции длины канала на торцевую поверхность рабочего колеса S_0 . Связь вышеперечисленных параметров можно установить с помощью уравнения:

$$\frac{f}{S_0} = \left(\frac{a}{b}\right) / \cos \alpha - 1. \quad (21)$$

В зависимости от значений $\frac{f}{S_0}$ может быть открытая, закрытая и отрицательно закрытая геометрическая структура межлопаточного канала или паза рабочего колеса ТВН.

Рассмотрим молекулы, вошедшие в канал со стороны 1-1 в некоторой произвольной точке С, отстоящей на расстоянии x от выбранного начала координат О. На сторону 2-2 перейдут молекулы, несоударившиеся со стенками канала и отраженные после соударения от участка mA_1 набегающей стенки межлопаточного канала или паза, образованного нормалью к ней, проведенной через точку O_1 на кромке рядом расположенной лопатки или стенки паза. Это молекулы, векторы относительной скорости которых лежат на плоскости угла, образованного V_1' и V_1'' , наклоненные соответственно под углами γ и i к торцевой поверхности колеса. Из числа всех молекул, прошедших через точку С, на сторону 2-2 перейдут те молекулы, вектор наивероятной скорости теплового движения которых лежит в плоскости угла φ_1 , определяемого из соотношения:

$$\varphi_1 = \gamma - i + \beta_\gamma + \beta_i, \quad (22)$$

где β_γ и β_i – являются углами между векторами абсолютной и относительной скоростью.

Текущее значения углов γ , i , β_γ , β_i определяется из совместного рассмотрения геометрии межлопаточного канала или паза и соответствующий треугольников скоростей:

$$\gamma = \arcsin \frac{S_0 \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{x^2 + S_0^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}}, \quad \beta_\gamma = \arcsin \frac{\frac{U}{V_H} S_0 \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{x^2 + S_0^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}},$$

$$i = \arcsin \frac{S_0 \operatorname{tg} \alpha (\sin^2 \alpha - \frac{f}{S_0} \cos^2 \alpha)}{\sqrt{(x+f)^2 + 2(x+f)S_0 (\sin^2 \alpha - \frac{f}{S_0} \cos^2 \alpha) + \frac{S_0^2}{\cos^2 \alpha} (\sin^2 \alpha - \frac{f}{S_0} \cos^2 \alpha)^2}},$$

$$\beta_i = \arcsin \frac{\frac{U}{V_H} S_0 \operatorname{tg} \alpha (\sin^2 \alpha - \frac{f}{S_0} \cos^2 \alpha)}{\sqrt{(x+f)^2 + 2(x+f)S_0 (\sin^2 \alpha - \frac{f}{S_0} \cos^2 \alpha) + \frac{S_0^2}{\cos^2 \alpha} (\sin^2 \alpha - \frac{f}{S_0} \cos^2 \alpha)^2}}.$$

Аналогично через произвольную точку В межлопаточного канала со стороны 2-2 на сторону 1-1 перейдут молекулы. Векторы наивероятной скорости которых будут лежать в плоскости угла:

$$\varphi_2 = \gamma - i - \beta_\gamma + \beta_i. \quad (23)$$

Средние значения углов для межлопаточных каналов для межлопаточного канала или паза заданной геометрии определяются:

$$\gamma_{cp} = \frac{1}{f + S_0} \int_{-f}^{S_0} \gamma dx, \quad i_{cp} = \frac{1}{f + S_0} \int_{-f}^{S_0} i dx, \quad \beta_{\gamma cp} = \frac{1}{f + S_0} \int_{-f}^{S_0} \beta_\gamma dx,$$

$$\beta_{i cc} = \frac{1}{f + S_0} \int_{-f}^{S_0} \beta_i dx. \quad (24)$$

Для среднего значения угла γ_{cp} межлопаточного канала с открытой структурой выражение имеет вид:

$$\gamma_{cp} = \frac{1}{1 + \frac{f}{S_0}} \left(\alpha + \frac{f}{S_0} \pi \right) + \frac{1}{1 + \frac{f}{S_0}} \operatorname{tg} \alpha \ln \frac{1}{\cos \alpha \sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} -$$

$$- \frac{\frac{f}{S_0}}{1 + \frac{f}{S_0}} \arcsin \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha}}.$$

Для межлопаточного канала с отрицательной закрытой структурой:

$$\gamma_{cp} = \frac{1}{1 - \frac{f}{S_0}} \alpha - \frac{\frac{f}{S_0}}{1 - \frac{f}{S_0}} \arcsin \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} + \frac{1}{2} \times \frac{1}{1 - \frac{f}{S_0}} \operatorname{tg} \alpha \ln \frac{1}{\cos^2 \alpha \left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha}.$$

Для средних значений углов i_{cp} , $\beta_{\gamma cp}$, β_{icc} :

$$i_{cp} = \arcsin \frac{\operatorname{ntg} \alpha}{\sqrt{\left(1 + \frac{f}{S_0}\right)^2 + 2\left(1 + \frac{f}{S_0}\right)n + \frac{n^2}{\cos^2 \alpha}}} - \frac{1}{1 + \frac{f}{S_0}} n \left(\operatorname{arctg} \frac{1 + n + \frac{f}{S_0}}{\operatorname{ntg} \alpha} - \operatorname{arctg} \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \right) +$$

$$+ \frac{1}{2} \times \frac{\operatorname{ntg} \alpha}{1 + \frac{f}{S_0}} \ln \frac{\left(1 + \frac{f}{S_0}\right)^2 + 2\left(1 + \frac{f}{S_0}\right)n + n^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)}{n^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)}.$$

$$\beta_{\gamma cp} = \frac{1}{1 + \frac{f}{S_0}} \arcsin \left(\frac{U}{V_H} \sin \alpha \right) + \frac{\frac{f}{S_0}}{1 + \frac{f}{S_0}} \arcsin \frac{\frac{U}{V_H} \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} + \frac{1}{1 + \frac{f}{S_0}} \times \frac{U}{V_H} \operatorname{tg} \alpha \times$$

$$\times \ln \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \left(1 - \left(\frac{U}{V_H}\right)^2\right) + 1}}{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha \left(1 - \left(\frac{U}{V_H}\right)^2\right) - \frac{f}{S_0}}} - \frac{1}{2} \times \frac{1}{1 + \frac{f}{S_0}} \operatorname{tg} \alpha \times n \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \left(1 - \left(\frac{U}{V_H}\right)^2\right) + \frac{U}{V_H}}}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \left(1 - \left(\frac{U}{V_H}\right)^2\right) - \frac{U}{V_H}}} +$$

$$+ \frac{1}{2} \times \frac{1}{1 + \frac{f}{S_0}} \operatorname{tg} \alpha \times n \frac{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha \left(1 - \left(\frac{U}{V_H}\right)^2\right) - \left(\frac{f}{S_0}\right) \frac{U}{V_H}}}{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha \left(1 - \left(\frac{U}{V_H}\right)^2\right) + \left(\frac{f}{S_0}\right) \frac{U}{V_H}}}.$$

$$\begin{aligned}
\beta_{icc} = & \arcsin \frac{\frac{U}{V_H} n \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{\left(1 + \frac{f}{S_0}\right)^2 + 2\left(1 + \frac{f}{S_0}\right)n + \frac{n^2}{\cos^2 \alpha}}} + \frac{1}{1 + \frac{f}{S_0}} \times \frac{U}{V_H} \operatorname{tg} \alpha \times n \times \\
& \times \ln \frac{1 + \frac{f}{S_0} + n + \sqrt{\left(1 + \frac{f}{S_0} + n\right)^2 + n^2 \operatorname{tg}^2 \alpha \left(1 - \left(\frac{U}{V_H}\right)^2\right)}}{n + n \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \left(1 - \left(\frac{U}{V_H}\right)^2\right)}} - \\
& - \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{\left(1 + \frac{f}{S_0} + n\right)^2 + n^2 \operatorname{tg}^2 \alpha \left(1 - \left(\frac{U}{V_H}\right)^2\right)}}{\frac{n \frac{U}{V_H} \operatorname{tg} \alpha}{1 + \frac{f}{S_0}}} \times n \times \frac{1}{1 + \frac{f}{S_0}} + \\
& + n \times \frac{1}{1 + \frac{f}{S_0}} \times \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \left(1 - \left(\frac{U}{V_H}\right)^2\right)}}{\frac{U}{V_H} \operatorname{tg} \alpha} + \frac{1}{2} \times \frac{1}{1 + \frac{f}{S_0}} \times n \times \operatorname{tg} \alpha \times \\
& \times \ln \frac{n^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) - \left(1 + \left(\frac{U}{V_H}\right)^2\right) \left[\left(1 + \frac{f}{S_0} + n\right)^2 + n^2 \operatorname{tg}^2 \alpha\right] + 2n^2 \operatorname{tg}^2 \alpha \left(\frac{U}{V_H}\right)^2 +}{\left(1 + \frac{f}{S_0} + n\right)^2 + n^2 \operatorname{tg}^2 \alpha - \left(1 + \left(\frac{U}{V_H}\right)^2\right) n^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) + 2n^2 \operatorname{tg}^2 \alpha \left(\frac{U}{V_H}\right)^2 +} \\
& + 2 \frac{U}{V_H} \sqrt{\frac{\left[\left(1 + \frac{f}{S_0} + n\right)^2 + n^2 \operatorname{tg}^2 \alpha\right]^2 - n^2 \operatorname{tg}^2 \alpha \left(1 + \left(\frac{U}{V_H}\right)^2\right) \times}{\times \left[\left(1 + \frac{f}{S_0} + n\right)^2 + n^2 \operatorname{tg}^2 \alpha\right]^2 + n^4 \operatorname{tg}^4 \alpha \times \left(\frac{U}{V_H}\right)^2}} \\
& + 2 \frac{U}{V_H} \sqrt{\frac{n^4 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)^2 - n^4 \operatorname{tg}^2 \alpha \left(1 + \left(\frac{U}{V_H}\right)^2\right) (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) + n^4 \operatorname{tg}^4 \alpha \times \frac{U}{V_H}}{}} \quad (25)
\end{aligned}$$

где $n = \sin^2 \alpha - \frac{f}{S_0} \cos^2 \alpha$.

Для рабочего колеса с отрицательно закрытой структурой межлопаточного канала знак перед отношением $\frac{f}{S_0}$ в представленных выше уравнениях (25) меняется на противоположный вследствие того, что исходные зависимости для каналов и пазов (уравнение 23 и 24) с

отрицательно закрытой и открытой структурой отличаются друг от друга только знаком перед f .

При значении относительной величины раскрытия межлопаточного канала или паза $\frac{f}{S_0} \geq tg^2 \alpha$ коэффициент n принимается равным нулю, так как в этом случае исчезает физический смысл углов i и β_i при рассмотрении процесса перехода молекул через рабочее колесо насоса.

Уравнения для определения средних значений углов β_{icc} и $\beta_{\gamma cp}$ применимы до значений $\frac{U}{V_n} < 1,0$ вследствие того, что при относительной скорости $\frac{U}{V_n} = 1,0$ функции $\beta_{\gamma cp} = f\left(\frac{U}{V_n}\right)$ и $\beta_{icc} = f\left(\frac{U}{V_n}\right)$ имеют неопределенность вида $\frac{0}{0}$.

Средние значение углов φ_1 и φ_2 , характеризующих соответственно вероятности перехода молекул через межлопаточные каналы рабочего колеса со стороны пониженного на сторону повышенного давления и в противоположном направлении определяются из выражений:

$$\varphi_{1cp} = \gamma_{cp} - i_{cp} + \beta_{\gamma cp} - \beta_{icc}, \quad \varphi_{2cp} = \gamma_{cp} - i_{cp} - \beta_{\gamma cp} + \beta_{icc}. \quad (26)$$

Результирующая вероятность перехода молекул через рабочее колесо:

$$k = \frac{\varphi_{1cp} - \varphi_{2cp}}{\pi}. \quad (27)$$

Максимальная быстрота откачки:

$$S_{\max} = 3,64KF \sqrt{\frac{T}{M}}. \quad (28)$$

Максимальное отношение давлений создаваемое рабочим колесом:

$$\tau_{\max} = \frac{\varphi_{1cp}}{\varphi_{2cp}}. \quad (29)$$

На рис. 20 представлена графическая зависимость результирующей вероятности перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса от величины относительного перекрытия для значений углов наклона пазов $\alpha = 10, 20, 30, 40^\circ$ и неизменного отношения окружной скорости в радиальном сечении колеса к наивероятной скорости теплового движения молекул $\frac{U}{V_n} = 0,4$. Штрихпунктирными линиями показаны значения результирующей вероятности с учетом зеркального и диффузного законов взаимодействия молекул со стенками межлопаточных каналов.

Для межлопаточных каналов или пазов различной структуры наиболее точные значения результирующей вероятности дают теоретические модели переноса молекул, в которых взаимодействие молекул газа со стенками межлопаточного канала рассматривается с учетом зеркального и диффузного законов.

Таким образом, рассматривая потоки молекул газа, проходящих через рабочее колесо, можно допустить, что молекулы, соударяясь со стенкой $1A_1$, после отражения перейдут на сторону повышенного давления, в то время как молекулы со стороны 2-2 после соударения со стенкой канала

O_1A_1 переходят на сторону 1-1. Возможность такого допущения подтверждается удовлетворительным совпадением значений k подсчитанных по выше приведенному уравнению, со значениями, полученными в ходе экспериментов [10].

При предположении, что все молекулы, соударяющиеся с набегающей стенкой межлопаточного канала, переходят на сторону повышенного давления, а молекулы, входящие в канал со стороны повышенного давления, после соударения с уходящей стенкой переходят на противоположную сторону, средние значения углов i_{cp} и $\beta_{исс}$ равны нулю.

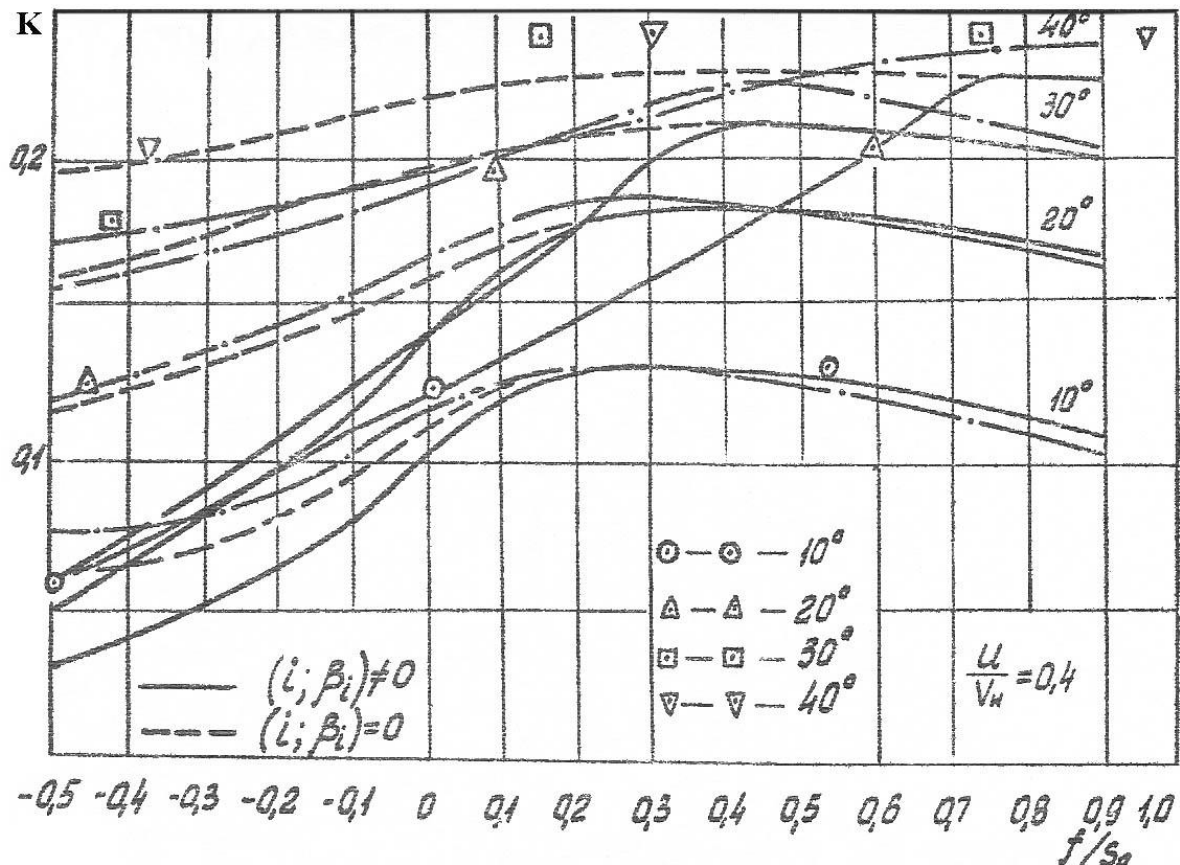


Рис. 20. Графическая зависимость результирующей вероятности перехода молекул газа через межлопаточные каналы рабочего колеса от величины относительного перекрытия

На рис. 21 представлены зависимости τ_{\max} от $\frac{f}{S_0}$ при различных значениях α и $\frac{U}{V_H} = 0,4$. Точками показаны экспериментальные данные [10]. Штрихпунктиром показана зависимость τ_{\max} от $\frac{f}{S_0}$ при различных значениях α и $\frac{U}{V_H} = 0,4$, определенная через вероятности перехода молекул газа на противоположные стороны вращающегося рабочего колеса с учетом зеркального и диффузного законов взаимодействия со стенками межлопаточного канала.

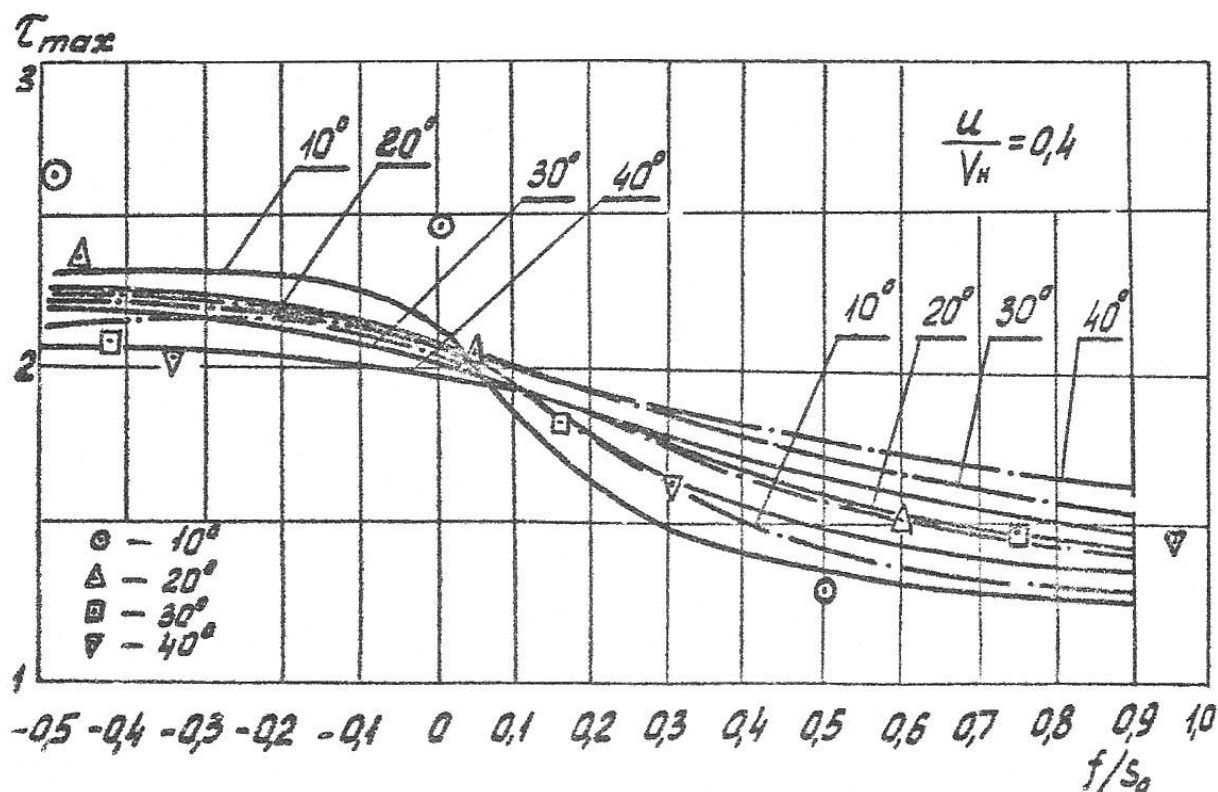


Рис. 21. Зависимость τ_{\max} от $\frac{f}{S_0}$ при различных значениях α и $\frac{U}{V_H} = 0,4$

7.5. Влияние геометрии межлопаточного канала рабочего колеса на характеристику турбомолекулярного насоса [10]

Для оценки эффективности работы роторного колеса с целью определения для заданных условий работы оптимальных параметров его, необходимо проанализировать зависимость основных параметров характеристики роторного колеса с различными α и $\frac{f}{S_0}$ ($\frac{a}{b}$) от отношения окружной скорости колеса к наивероятной скорости теплового движения молекул.

Откачная характеристика рабочего колеса и основные параметры ее: максимальная быстрота откачки и создаваемое максимальное отношение давлений, при неизменном отношении окружной скорости к наивероятной скорости теплового движения молекул газа, определяются геометрией межлопаточных каналов или пазов.

Выбор угла наклона паза или установки лопаток и величины относительного перекрытия межлопаточного канала при заданных значениях $\frac{U}{V_n}$ определяются требованиями, которые предъявляются к рабочему колесу насоса.

Первые рабочие колеса (со стороны всасывания) должны создавать максимально возможную быстроту откачки, так как они определяют быстроту откачки насоса в целом. В тоже время последующие рабочие колеса пакета насоса должны обеспечивать повышенное отношение давлений с тем, чтобы общее необходимое отношение давлений создавалось насосом с возможно меньшим числом рабочих колес.

Результаты теоретического исследования зависимости вероятности перехода молекул через рабочее колесо и максимального отношения

давлений, создаваемого им, показывают, что результирующая вероятность перехода молекул достигает максимальной величины при $\frac{f}{S_0} = 0,2 - 0,3$ для всех значений угла установки лопаток. При увеличении $\frac{f}{S_0} > 0,4$ значение k несколько уменьшается вследствие того, что средний угол φ_{2cp} несколько увеличивается, а угол φ_{1cp} остается практически неизменным.

Максимально отношение давлений τ_{max} , создаваемое рабочим колесом, сначала возрастает с уменьшением величины относительного перекрытия $\frac{f}{S_0}$, а затем, начиная с $\frac{f}{S_0} = -0,2$ изменяется незначительно.

Максимальное значение k соответствует $\frac{f}{S_0} = 0,2 - 0,4$ и увеличивается с возрастанием относительной окружной скорости. Значение τ_{max} увеличивается с возрастанием $\frac{U}{V_H}$ и уменьшением $\frac{f}{S_0}$, рис. 22.

С увеличением α значение k возрастает, но при увеличении относительной ширины межлопаточного канала или паза $\frac{a}{b}$ изменение k в пределах $\alpha = 30 - 50^\circ$ незначительно. При $\frac{a}{b} = 0,5$ и $\frac{U}{V_H} = 0,8$ значение k возрастает при увеличении угла установки лопатки от 30 до 50° в 1,4 раза, а при $\frac{a}{b} = 1,5$ увеличивается лишь в 1,1 раза при изменении α в тех же пределах. При изменении $\frac{U}{V_H}$ от 0,2 до 0,6 величина k тем меньше зависит

от изменения угла α , чем больше $\frac{a}{b}$. При $\frac{a}{b} = 1,5$ и изменении $\frac{U}{V_H}$ в пределах от 0,2 до 0,6 величина k практически не зависит от изменения α от 30 до 50°.

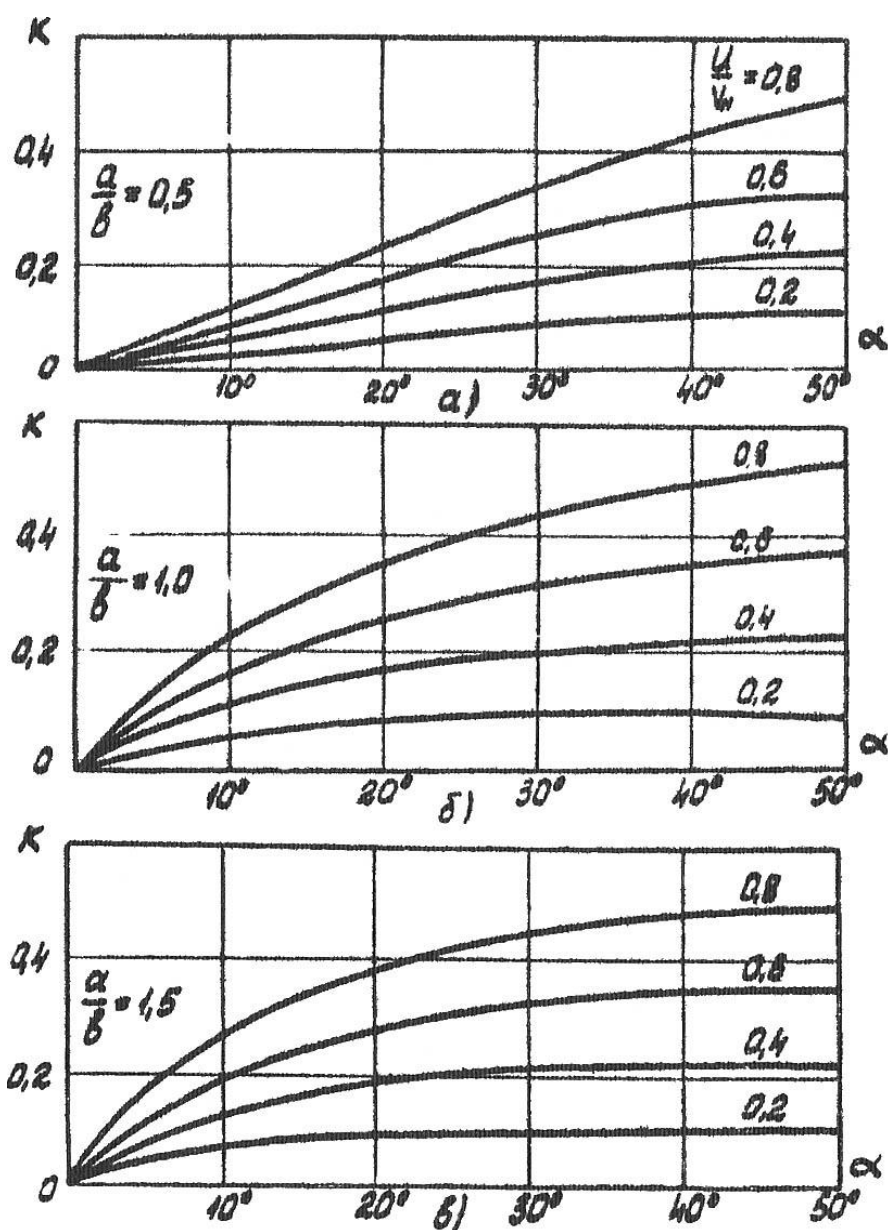


Рис. 22. Зависимость вероятности перехода молекул через рабочее

колесо от угла наклона паза при различных $\frac{U}{V_H}$ [10]

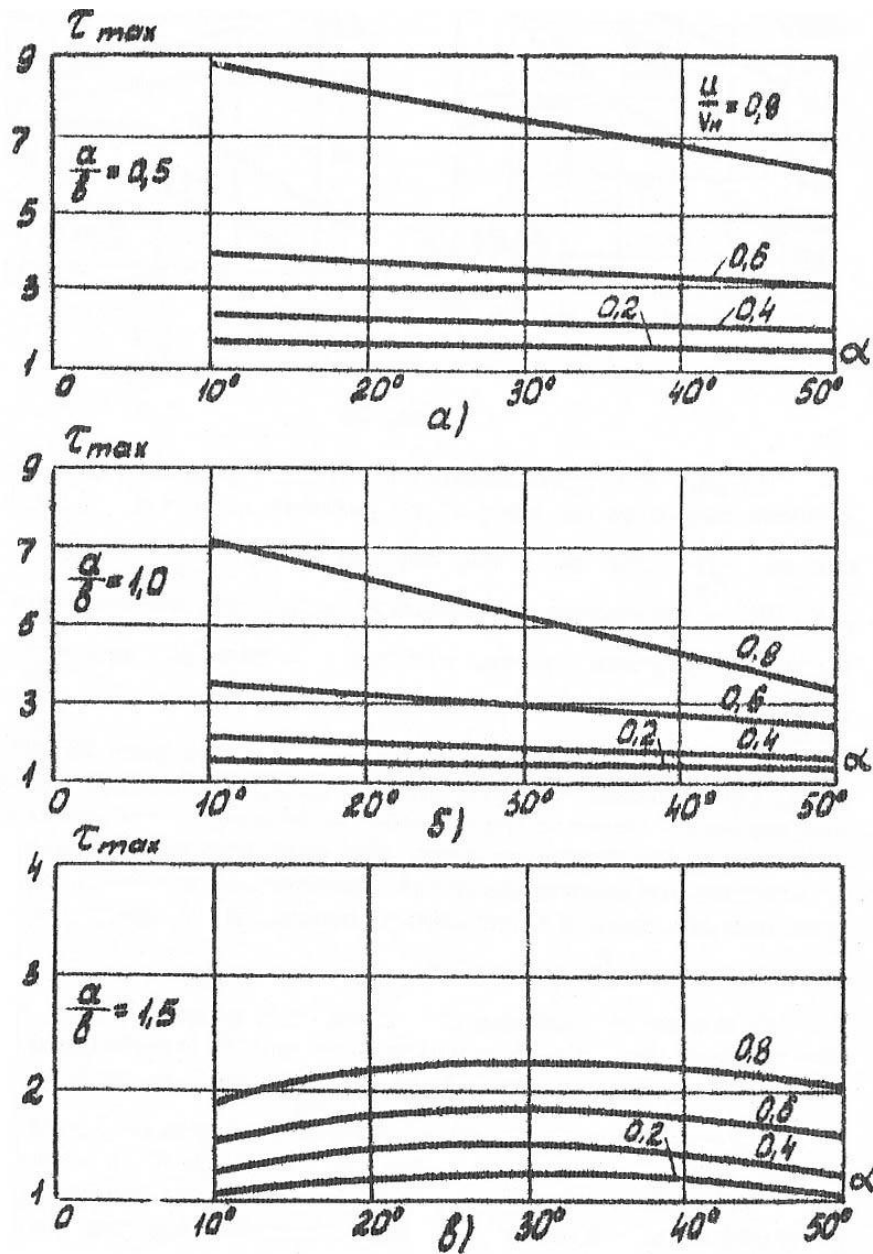


Рис. 23. Изменение максимального отношения давлений, создаваемого рабочим колесом в зависимости от угла наклона паза при

различных $\frac{U}{V_n}$ [10]

При значении $\frac{a}{b} = 0,5$ величина τ_{max} возрастает с уменьшением угла α и с увеличением отношения окружной скорости рабочего колеса к

вероятной скорости теплового движения молекул $\frac{U}{V_H}$. При $\frac{a}{\epsilon} = 0,5$ и $\alpha = 10^\circ$ τ_{\max} увеличивается при изменении $\frac{U}{V_H}$ в пределах от 0,2 до 0,4 в 1,7 раза, а при изменении $\frac{U}{V_H}$ в пределах от 0,6 до 0,8 в 2,25 раза, рис. 23.

Повышение τ_{\max} при уменьшении угла α объясняется тем, что угол раскрытия для обратного потока φ_{2cp} уменьшается более значительно, чем φ_{1cp} . Для межлопаточного канала с открытой структурой или $\frac{a}{\epsilon} = 1,5$ при увеличении α до 30° величина τ_{\max} сначала возрастает до некоторого значения, а затем уменьшается вследствие того, что в области малых α угол раскрытия для прямого потока φ_{1cp} увеличивается в большей степени, чем φ_{2cp} , в то время как при $\alpha > 30^\circ$ угол φ_{1cp} изменяется незначительно.

С целью обеспечения повышенных значений вероятности перехода молекул через рабочее колесо, а, следовательно, повышенной быстроты откачки, при создании приемлемого максимального отношения давлений необходимо выбирать величину $\alpha = 10 - 15^\circ$ при $\frac{f}{S_0}$ от 0 до -0,2.

Определяющее влияние на величину результирующей вероятности перехода молекул через рабочее колесо и максимальное отношение давлений оказывает отношение окружной скорости колеса к наиболее вероятному значению скорости теплового потока движения молекул. Из рис. 24 видно, что при увеличении $\frac{U}{V_H}$ значение τ_{\max} увеличивается по экспоненциальному закону, а изменение величины результирующей вероятности перехода молекул через рабочее колесо близко к линейному

закону. Вследствие этого с достаточной степенью точности можно представить зависимость результирующей вероятности перехода молекул газа через рабочее колесо от относительной окружной скорости $\frac{U}{V_n}$ для определенных значений углов наклона паза и величины $\frac{f}{S_0} \left(\frac{a}{\epsilon}\right)$ в виде:

$$k = A \frac{U}{V_n}, \quad (30)$$

где A – коэффициент, зависящий от α и $\frac{f}{S_0} \left(\frac{a}{\epsilon}\right)$.

Таким образом, при откачке рабочим колесом газов с различным молекулярным весом при значениях $\frac{U_{cp}}{V_n} \leq 0,8$ величина максимальной быстроты откачки практически не будет изменяться.

Экспериментальное исследование влияния рода откачиваемого газа на рабочую быстроту откачки $S_{раб}$ показало, что молекулярный вес откачиваемого газа влияет только при $\tau \neq 1,0$. При уменьшении молекулярного веса рабочая быстрота откачки возрастает. При этом характеристика насоса смещается в область высоких давлений.

Максимальное отношение давлений, создаваемое рабочим пакетом, уменьшается при уменьшении молекулярного веса откачиваемого газа.

Рабочая быстрота откачки ТВН при работе на газах с различным молекулярным весом может изменяться в зависимости от скорости теплового движения молекул откачиваемого газа, оказывающей влияние на сопротивление от входного сечения всасывающего патрубка до первого рабочего колеса со стороны всасывания. На величину $S_{раб}$ будет влиять и пропускная способность кольцевого зазора, через который перетекает

откачиваемый газ, увеличивающаяся при уменьшении молекулярного веса газа.

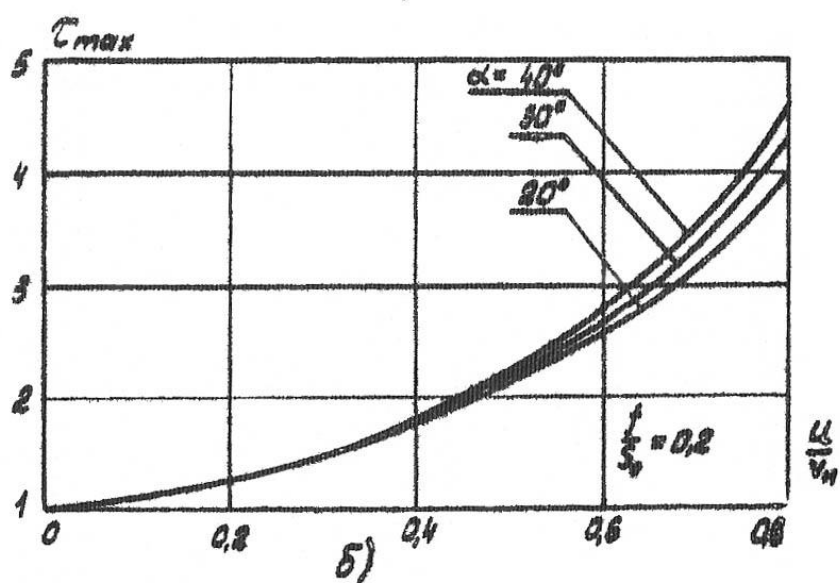
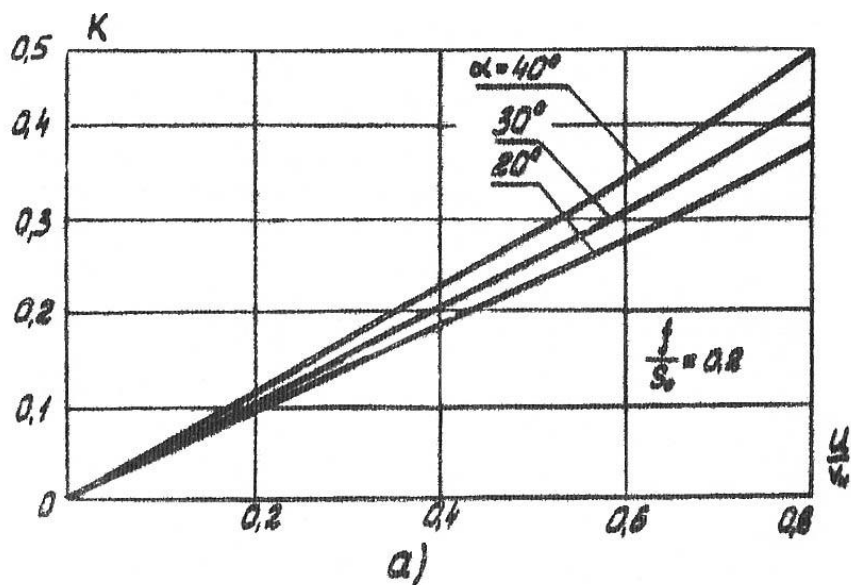


Рис. 24. Графическая зависимость величины результирующей вероятности перехода молекул через рабочее колесо и максимального отношения давлений в зависимости от отношения окружной скорости к

наивероятной $\left(\frac{U}{V_n}\right)$ [10]

8. МЕТОДИКА РАСЧЕТА РАБОЧИХ КОЛЕС ТУРБОМОЛЕКУЛЯРНОО ВАКУУМНОГО НАСОСА

Основными параметрами, определяющими откачную характеристику молекулярной ступени, является максимальная быстрота откачки S_{\max} при отношении давлений на ступени, равном единице, и максимальное отношение давлений τ_{\max} при быстроте откачки, равной нулю [10].

Задача расчета рабочего колеса ТВН состоит в определении конечного и начального диаметров лопаток или высоты пазов при выбранной, геометрии межлопаточных каналов, числа лопаток или пазов, ширины рабочего колеса в целях обеспечения заданной быстроты откачки при минимальном наружном диаметре.

Определение основных геометрических размеров колеса основано на обеспечении допустимого напряжения в корневом сечении лопаток.

Максимальная быстрота откачки рабочего колеса и максимальное отношение давлений, создаваемое им определяются рядом факторов. τ_{\max} зависит от откачиваемого газа, угла установки лопаток или наклона паза, геометрического параметра $\frac{f}{S_0}$, характеризующего тип структуры, и отношения окружной скорости колеса к наивероятной скорости теплового движения молекул $\frac{u}{V_n}$, то S_{\max} зависит еще и от величины торцевой площади межлопаточных каналов рабочего колеса.

Оптимальные значения α и $\frac{f}{S_0}$ выбираются на основе рекомендаций, либо из условия обеспечения повышенной результирующей вероятности перехода молекул газа через рабочее колесо, либо из условия достижения

высокого отношения давлений, в соответствии с требованиями, предъявляемыми к колесу.

Торцовая площадь межлопаточных каналов или пазов, определяется из условия обеспечения заданной быстроты откачки и зависит от ширины межлопаточного канала или паза a , наружного диаметра D_2 , начального диаметра D_1 (у основания лопаток) и числа межлопаточных каналов или пазов.

Методика расчета размеров рабочего колеса, выполненного из определенного материала при выбранном или подсчитанном значении окружной скорости на наружном диаметре, основана на обеспечении допустимого напряжения на разрыв в корневом сечении лопаток.

Цель расчета рабочего колеса на заданные условия работы состоит в определении минимального наружного диаметра.

8.1. Методика определения основных размеров дискового рабочего колеса турбомолекулярного вакуумного насоса

Рабочие колеса ТВН с быстротой откачки до 400-800 л/сек, как правило, выполняются в виде дисков с радиальными пазами (рис. 25). Такая конструкция колеса обеспечивает необходимую суммарную торцовую площадь пазов для заданной быстроты откачки при сравнительно небольшом наружном диаметре, а также отличается технологичностью и простотой изготовления.

Суммарная торцовая площадь пазов колеса определяется по уравнению:

$$F = z \frac{D_2 a}{2} (1 - \lambda), \quad (30)$$

где z – число пазов; λ – отношение начального диаметра пазов к наружному диаметру колеса.

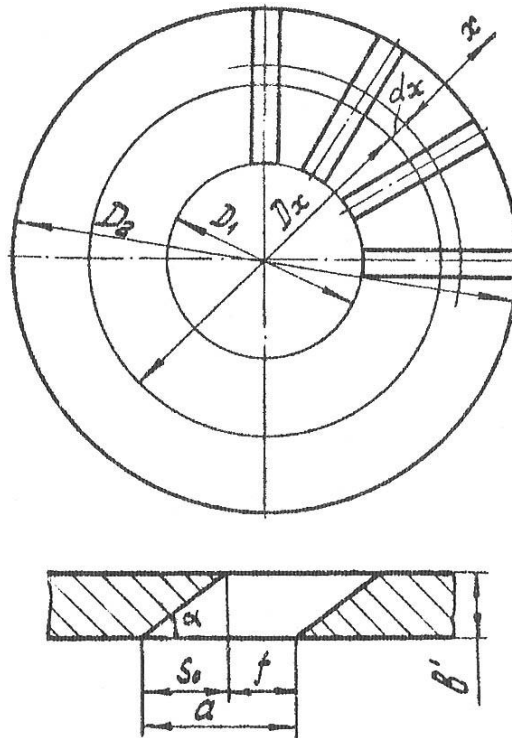


Рис. 25. Схема дискового рабочего колеса турбомолекулярного насоса [10]

Напряжение на разрыв в корневом сечении лопатки:

$$\sigma = \frac{P_{ц}}{f_{л}}, \quad (31)$$

где $P_{ц}$ – центробежная сила, $f_{л}$ – радиус лопатки.

Площадь сечения лопатки на текущем радиусе $f_{лx}$ при замене плоскостного корневого сечения лопатки цилиндрическим, что практически не влияет на его величину при числе лопаток, обычно

применяемых для дисковых рабочих колес ТВН (так, максимальное расхождение этих площадей в дисковых рабочих колесах отечестве иных вакуумных насосов не превышает 1,5%), определяется по уравнению:

$$f_{лх} = \left(\frac{2\pi x}{z} - a \right) e', \quad (32)$$

где e' – ширина дискового рабочего колеса.

Центробежная сила, возникающая в лопатке при вращении рабочего колеса:

$$P_u = \frac{\gamma \omega^2}{g} e' \int_{R_1}^{R_2} \left(\frac{2\pi x^2}{z} - ax \right) dx, \quad (33)$$

где γ – удельный вес материала колеса; ω – угловая скорость колеса.

Относительно z , получим:

$$z = \frac{24\sigma\pi D_2 \lambda - 2 \frac{\gamma \omega^2}{g} \pi D_2^3 (1 - \lambda^3)}{24\sigma a - 3 \frac{\gamma \omega^2}{g} a D_2^2 (1 - \lambda^2)}. \quad (34)$$

Допускаемое напряжение на разрыв в корневом течении лопатки рабочего колеса:

$$\sigma = \frac{1}{k} \sigma_{mp}, \quad (35)$$

где k – запас прочности, σ_{mp} – предел текучести при растяжении.

Обозначив комплекс постоянных величин входящих в уравнение для

z , через $B = \frac{\gamma\omega^2 k}{g\sigma_{mp}}$ получим:

$$BD_2^2 = u_2^2 \frac{4\gamma k}{g\sigma_{mp}}. \quad (36)$$

Преобразовав уравнение для z получим:

$$z = \frac{\pi D_2^2}{4} \times \frac{24\lambda - 2(1 - \lambda^3)BD_2^2}{24 - 3(1 - \lambda^2)BD_2^2}. \quad (37)$$

Зависимость для суммарной торцевой площади пазов дискового рабочего колеса:

$$F = \frac{\pi D_2^2}{4} \times \frac{48\lambda - 4(1 - \lambda^3)BD_2^2}{24 - 3(1 - \lambda^2)BD_2^2} (1 - \lambda). \quad (38)$$

Так как окружная скорость вращающегося колеса является функцией радиуса, значение результирующей вероятности перехода молекул через рабочее колесо k изменяется по высоте паза.

Вследствие того, что среднее значение окружной скорости будет на среднем, радиусе по высоте паза, то среднее значение результирующей вероятности перехода молекул через дисковое рабочее колесо на этом радиусе имеет вид:

$$k_{cp} = A \times \frac{u_2}{V_n} \frac{1 + \lambda}{2}. \quad (39)$$

Следовательно, повышение k_{cp} при увеличении λ будет объясняться тем, что при больших значениях λ высота паза уменьшается, а отношение $\frac{u_{cp}}{V_n}$ увеличивается в результате уменьшения различия в значениях окружных скоростей на начальном и конечном диаметрах.

Подставив в уравнение максимальной быстроты откачки (значения k_{cp} и F , проведя преобразования, получим зависимость для определения наружного диаметра дискового рабочего колеса:

$$D_2 = \sqrt{\frac{S_{\max}}{3,64 \frac{\pi}{8} A \frac{1}{V_a} \sqrt{\frac{T}{M}}}} \times C, \quad (40)$$

$$\text{где } C = \sqrt{\frac{24 - 3BD_2^2(1 - \lambda^2)}{u_2(1 - \lambda^2)(48\lambda - 4(1 - \lambda^3)BD_2^2)}}.$$

В приложение 2 представлено изменение комплекса C зависимости от λ при различных значениях u_2 для рабочих колес, изготовленных из алюминиевого сплава Д-16.

Каждому значению окружной скорости соответствует оптимальное значение λ , при котором комплекс C принимает минимальное значение и, следовательно, заданной величине максимальной быстроты откачки (соответственно рабочей скорости откачки) соответствует минимальное значение наружного диаметра дискового рабочего колеса. При больших значениях окружной скорости минимальное значение комплекса C , при

соответствующих оптимальных значениях λ , несколько увеличивается, а следовательно возрастает и наружный диаметр рабочего колеса на заданную быстроту откачки. Повышение окружной скорости на периферий рабочего колеса, кроме того, усложняет технологию, изготовления дискового колеса, так как число прорезей увеличивается и соответственно уменьшается площадь корневого сечения лопаток, а также создаются недопустимые значения коэффициента концентрации местных напряжений у корня лопаток или напряжений во втулке колеса.

Таким образом, для получения минимального значения наружного диаметра дискового рабочего колеса, изготовленного из Д-16, при условии обеспечения им заданной быстроты откачки и необходимой прочности, следует принимать значение окружной скорости, на периферии в пределах 200-225 м/сек, а соотношение $\lambda = 0,75 - 0,78$. Необходимо иметь ввиду, что при использовании материала с большим значением σ_{mp} диаметр рабочего колеса уменьшается.

В приложении 1, представлены графические зависимости изменения $k_{cp} \frac{4F}{\pi D_2^2}$, определяющего быстроту откачки насоса, от отношения начального диаметра пазов к наружному диаметру колеса при различных значениях BD_2^2 и углах наклона паза.

Методика определения основных размеров дискового рабочего колеса ТВН состоит в следующем.

Задаваясь допустимым значением окружной скорости на наружном диаметре колеса для выбранного материала, а также углом наклона паза и величиной относительного максимальному значению комплекса $k_{cp} \frac{4F}{\pi D_2^2}$ оптимальное соотношение начального и наружного диаметров λ_{onm} .

При использовании в качестве материала для дисковых рабочих колес алюминиевого сплава Д-16, обычно применяемого для этих целей в промышленных образцах ТВН, окружную скорость на периферии рабочего колеса следует принимать в пределах 200 -225 м/сек.

Далее определяется величина комплекса $\frac{4F}{\pi D_2^2}$. Среднее значение результирующей вероятности перехода молекул через рабочее колесо подсчитывается по уравнению $k = \frac{\varphi_{1cp} - \varphi_{2cp}}{\pi}$, где $\varphi_{1cp}, \varphi_{2cp}$ – средние значения углов, характеризующие вероятности перехода молекул через межлопаточные каналы рабочего колеса со стороны пониженного на сторону повышенного давления и в противоположном направлении.

По заданному значению требуемой быстроты откачки проектируемого насоса определяется суммарная торцевая площадь пазов F . По значениям F и комплекса $\frac{4F}{\pi D_2^2}$ находят наружный диаметр, а по величине $\lambda_{онт}$ определяют начальный диаметр пазов.

Задаваясь шириной дискового колеса, определяют ширину паза из условия обеспечения выбранной геометрической структуры по уравнению:

$$a = \frac{e'}{\operatorname{tg} \alpha} \left(1 \pm \frac{f}{S_0} \right). \quad (41)$$

Число пазов находят по представленной выше формуле (37).

Предложенная методика определения основных размеров дискового рабочего колеса с целью улучшения технологии изготовления пазов предполагает корректирование полученных величин. Если толщина лопатки в корневом сечении по расчету получается относительно малой

(менее 1,0 мм), то необходимо повторно определить основные геометрические размеры колеса, задаваясь значением отношения начального диаметра рабочего колеса к наружному несколько меньшим, чем λ_{onm} . Потом вновь определяют геометрические размеры колеса, при этом толщина лопатки в корневом сечении возрастает.

После первичного расчета значения основных размеров рабочего колеса корректируют, задавшись необходимой из конструктивных соображений толщиной лопатки в корневом сечении.

8.2. Методика определения основных размеров лопаточного рабочего колеса турбомолекулярного вакуумного насоса

В турбомолекулярных вакуумных насосах с быстротой откачки более 400 - 600 л/сек обычно применяют лопаточные колеса. Использование в них рабочих колес с радиальными пазами приводит при малой и средней производительности к увеличению радиального размера насоса и технологическим трудностям при изготовлении, а также, делает практически невозможным создание насосов большой быстроты откачки.

В турбомолекулярных вакуумных насосах большой производительности целесообразно применять рабочие колеса со вставными лопатками.

Лопаточные рабочие колеса по сравнению с дисковыми имеют более высокий коэффициент использования торцевой поверхности для переноса молекул откачиваемого газа через межлопаточные каналы, который выражается отношением торцевой площади их к площади, описываемой лопатками при вращении колеса.

Определение основных размеров лопаточного колеса ТВН (рис. 26) (начального диаметра у основания лопаток, наружного диаметра,

отношения λ , числа межлопаточных каналов (лопаток), ширины колеса соответственно у корня лопатки и на периферии ее, и длины лопаток в этих сечениях), характеризующих геометрию рабочего колеса, основывается на обеспечении необходимой структуры межлопаточного канала колеса и допустимого напряжения на разрыв в корневом сечении лопатки.

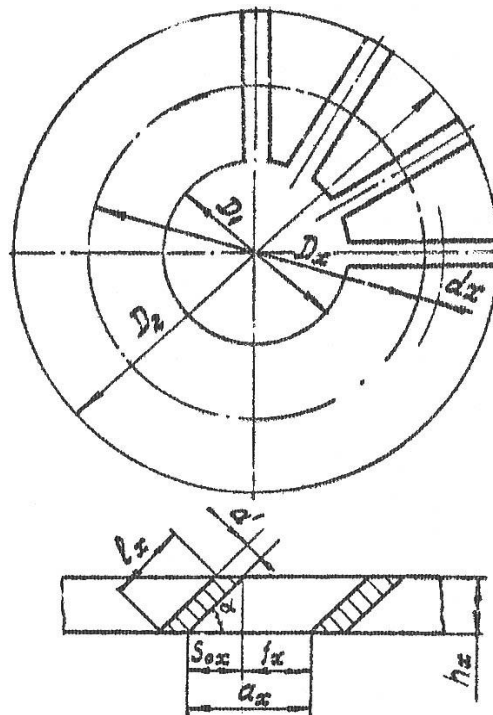


Рис. 26. Схема лопаточного рабочего колеса турбомолекулярного насоса [10]

Торцевая ширина межлопаточного канала a_x на произвольном радиусе x определяется:

$$a_x = S_{0x} \left(1 + \frac{f_x}{S_{0x}} \right), \quad (42)$$

где S_{0x} – проекция длины лопатки l_x на торцовую плоскость колеса.

Для обеспечения аффективной работы межлопаточного канала колеса во всех сечениях по высоте лопатки принимается условие постоянства величины относительного перекрытия по радиусу.

Напряжение на разрыв в корневом сечении лопатки определяется по уравнению представленному выше.

Центробежная сила, возникающая при вращении колеса, имеет вид:

$$P_u = \frac{\gamma \omega^2}{g} \int_{R_1}^{R_2} f_{lx} x dx, \quad (43)$$

где $f_{lx} = h_x \frac{a'}{\sin \alpha}$ – площадь поперечного сечения лопатки на текущем радиусе, h – ширина колеса.

При неизменных по радиусу значениях α , a' и соблюдении условия обеспечения необходимой структуры межлопаточного канала площадь поперечного сечения лопатки на текущем радиусе будет изменяться прямо пропорционально изменению величины текущего радиуса, а следовательно, прямо пропорционально этому значению будет изменяться и величина ширины колеса. Таким образом, ширина колеса на текущем радиусе имеет вид:

$$h_x = \frac{x(h_2 - h_1)}{R_2 - R_1} + \frac{R_2 h_1 - R_1 h_2}{R_2 - R_1}. \quad (44)$$

$$\text{Тогда: } P_u = \frac{\gamma \omega^2}{g} \frac{a'}{\sin \alpha} \left[\frac{(1 - \lambda^3)(h_2 - h_1)}{3(1 - \lambda)} + \frac{(1 - \lambda^2)(h_1 - \lambda h_2)}{2(1 - \lambda)} \right].$$

Произведя преобразования, получим выражение для предельно допустимого значения окружной скорости на конце лопатки рабочего колеса:

$$u_2 = \sqrt{\frac{6\sigma_{mp}g}{\gamma^k}} \sqrt{\frac{\xi(1-\lambda)}{2(1-\lambda^3)(1-\xi) + 3(1-\lambda^2)(\xi-\lambda)}}, \quad (45)$$

где $\xi = \frac{h_1}{h_2}$ – отношение ширины колеса у корня лопатки h_1 к ширине колеса на периферии h_2 .

$$\text{Число лопаток рабочего колеса: } z = \frac{\pi D_2 \lambda \sin \alpha}{a' \left[1 + \frac{h_1}{a'} \cos \alpha \left(1 + \frac{f_1}{h_1} \operatorname{tg} \alpha \right) \right]}$$

Суммарная торцевая площадь межлопаточных каналов:

$$F = \frac{D_2}{4} (1-\lambda) [l_1 \cos \alpha \pm f_1 + l_2 \cos \alpha \pm f_2] z.$$

Соответственно: $l_1 = \frac{h_1}{\sin \alpha}$, $l_2 = \frac{h_2}{\sin \alpha}$, $\frac{f_1 \operatorname{tg} \alpha}{h_1} = \frac{f_2 \operatorname{tg} \alpha}{h_2} = \operatorname{const}$,

$$\frac{h_1}{a'} \cos \alpha = m, \quad \frac{f_1}{h_1} g \alpha = \frac{f_2}{h_2} g \alpha = c, \quad F = \frac{\pi D_2}{4} \frac{\lambda(1-\lambda)}{1+m(1+c)} m(1+c) \left(1 + \frac{1}{\xi} \right),$$

$$\xi = \frac{\lambda}{1 + \frac{1-\lambda}{m(1+c)}}.$$

Среднее по высоте межлопаточного канала значения k_{cp} определяется из уравнения для максимальной быстроты откачки:

$$S_{\max} = \frac{V_a}{4} \int_{R_1}^{R_2} a_x k_{cp} dx, \quad (46)$$

$$\text{где } a_x = \left(1 + \frac{f}{S_0}\right) \left[\frac{x(h_2 - h_1)}{R_2 - R_1} + \frac{R_2 h_1 - R_1 h_2}{R_2 - R_1} \right] \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

Значение вероятности перехода молекул газа через рабочее колесо на текущем радиусе: $k_{cp} = A \frac{\omega}{V_H} x = A \frac{u_2}{V_H} \frac{2(1 - \lambda^3)(1 - \xi) + 3(1 - \lambda^2)(\xi - \lambda)}{3(1 - \lambda^2)(1 - \xi)}$.

Торцевая площадь межлопаточного канала:

$$F_1 = \frac{h_2 + h_1}{2} \frac{R_2 - R_1}{\operatorname{tg} \alpha} \left(1 + \frac{f}{S_0}\right), \text{ соответственно } S_{\max} = \frac{V_a}{4} F_1 k_{cp}.$$

Порядок определения основных размеров лопаточного колеса ТВН следующий.

Задаваясь значением оптимального соотношения диаметров, подсчитывают окружную скорость рабочего колеса на наружном диаметре. Выбрав значение угла α , величину относительного перекрытия, по скорости u_2 определяют k . Затем определяют среднее значение по высоте лопатки результирующей вероятности переноса молекул газа через рабочее колесо.

По величине требуемой быстроты откачки проектируемого вакуумного насоса определяют суммарную торцовую площадь межлопаточных каналов. Подсчитав значение, $\frac{h_1}{a'} \cos \alpha = m$ определяют

наружный диаметр колеса, начальный диаметр лопаток $D_1 = \lambda D_2$, длина лопатки в корневом сечении $l_1 = \frac{h_1}{\sin \alpha}$, длина лопатки на наружном

диаметре колеса $l_2 = \frac{l_1}{\xi}$, ширина колеса на периферии лопатки $h_2 = \frac{h_1}{\xi}$,

число лопаток определяется по представленному выше уравнению.

В приведенной выше методике определения оптимальных геометрических размеров лопаточного колеса, с целью неизменности

эффективности межлопаточного канала по высоте, принималось фиксированное значение относительного перекрытия, что предполагает расширение лопатки на периферии колеса. В практике конструирования используются также лопатки постоянной ширины или лопатки с уменьшающейся по радиусу шириной и одновременно уменьшающейся толщиной, что позволяет снизить напряжения в корневом сечении от действия центробежных сил (или при прочих равных условиях увеличить окружную скорость на периферии рабочего колеса), рис. 27.

Площадь поперечного сечения лопатки на текущем радиусе в случае линейно-переменной толщины и ширины лопатки (рис. №№) определяется выражением:

$$f_{лс} = \frac{1}{\sin \alpha} \left[\frac{x(H_2 - H_1)}{R_2 - R_1} + \frac{R_2 H_1 - R_1 H_2}{R_2 - R_1} \right] \left[\frac{x(h_2 - h_1)}{R_2 - R_1} + \frac{R_2 h_1 - R_1 h_2}{R_2 - R_1} \right],$$
 где H – ширина лопатки.

Учитывая что, $\lambda = \frac{R_1}{R_2}$, $\theta = \frac{H_2}{H_1}$, $\psi = \frac{h_2}{h_1}$, получим:

$$P_u = \frac{\mu_2^2}{g \sin \alpha} \frac{h_1 H_1}{(1 - \lambda)^2} \left(\frac{(1 - \lambda^4)(\theta - 1)(\psi - 1)}{4} + \frac{((\theta - 1)(1 - \lambda\psi) + (1 - \lambda\theta)(\psi - 1))}{3} \times \right. \\ \left. \times (1 - \lambda^3) + \frac{(1 - \lambda^2)(1 - \lambda\theta)(1 - \lambda\psi)}{2} \right).$$

Для лопатки линейно-переменной ширины и толщины можно записать уравнение комплекса постоянных величин: $B' = \frac{u^2 \gamma}{[\sigma]g}$, где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на разрыв в корневом сечении лопатки.

Максимальная быстрота откачки лопаточного колеса имеет вид:

$$S_{\max} = \frac{V_a}{4} \int_{R_1}^{R_2} z a_x k_{срх} dx, \quad (47)$$

где $a_x = \frac{H_1}{\sin \alpha} \left[\frac{x}{R_1} \left(\frac{a_1}{\vartheta_1} + \frac{h_1}{H_1} \right) - \frac{1}{H_1} \left[\frac{x(h_2 - h_1)}{R_2 - R_1} + \frac{R_2 h_1 - R_1 h_2}{R_2 - R_1} \right] \right]$.

В безразмерном виде получим:

$$\left(\frac{a}{\vartheta} \right)_x = \frac{1 - \lambda}{x(\theta - 1) + (1 - \lambda)\theta} \left[\frac{\bar{x} a}{\lambda \vartheta_1} + \frac{h_1}{H_1} \frac{(1 - \lambda\psi)(\bar{x} - \lambda)}{\lambda(1 - \lambda)} \right], \quad \text{и безразмерную}$$

относительную скорость движения межлопаточного канала на радиусе \bar{x} :

$$c = \frac{u_2 \bar{x}}{V_H}. \quad \text{Тогда: } S_{\max} = \frac{V_a \pi D_2^2}{4} \frac{2}{\frac{a_1}{\vartheta_1} + \frac{h_1}{H_1}} \int_{\lambda}^1 \left(\bar{x} \frac{a_1}{\vartheta_1} + \frac{h_1}{H_1} \frac{(1 - \lambda\psi)(\bar{x} - \lambda)}{(1 - \lambda)} \right) k_{cp \bar{x}} d\bar{x}.$$

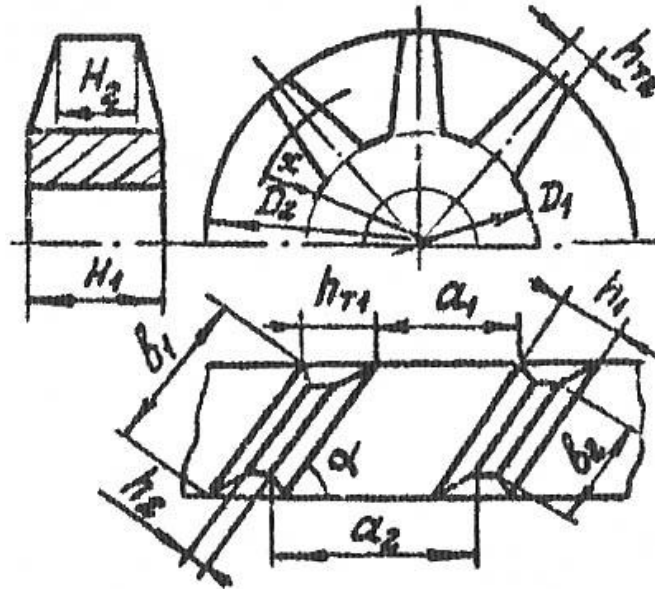


Рис. 27. Схема основных размеров рабочего колеса насоса [10]

Суммарная торцевая площадь межлопаточных каналов колеса:

$$F = \frac{\pi D_2^2}{4} (1 - \lambda) \frac{(1 + \lambda) \frac{a_1}{\vartheta_1} + \frac{h_1}{H_1} (1 - \psi)}{\frac{a_1}{\vartheta_1} + \frac{h_1}{H_1}}. \quad (48)$$

Приближенно величина максимальной быстроты откачки молекул может быть определена по значению вероятности переноса молекул на

среднем радиусе, тогда
$$\left(\frac{a}{v}\right)_{cp} = \frac{\frac{a}{v_1}(1 + \lambda) + \frac{h_1}{H_1}(1 + \lambda\psi)}{\lambda(1 + \theta)}.$$

При расчете насоса также необходимо учесть влияние осевых и радиальных зазоров. Выбор величины зазоров осевых (между колесами) и радиальных (между колесом и корпусом насоса и между колесом и валом) при расчете и конструировании ступени ТВН имеет важное значение, так как зазоры оказывают влияние на основные параметры и характеристику насоса.

Экспериментальное исследование влияний осевого зазора между роторными и статорными колесами δ_{01} и радиальных зазоров между колесами и корпусом $\delta_{ррот}$ или валом $\delta_{рстат}$ показало, что при увеличении δ_{01} значение τ_{max} уменьшается, что, объясняется тем, что роторное колесо работает в оптимальных условиях тогда, когда оно расположено в рабочем пакете ТВН между роторными колесами, которые обеспечивают переносом молекул газа через межлопаточные каналы или пазы в направлении откачки. Эффективность такого воздействия зависит от расстояния между торцевыми поверхностями. При увеличении δ_{01} влияние рабочего колеса, отражающего молекулы в сторону статорного колеса, уменьшается, так как возрастает вероятность столкновения молекул с неподвижной поверхностью корпуса насоса, отражаясь от которой они в основном перемещаются в радиальном направлении, вследствие чего вероятность перехода их через каналы или пазы статорного колеса понижается.

Таким образом, при увеличении δ_{01} ослабевает воздействие, оказываемое на статорное колесо роторным колесом, расположенным перед ним на стороне всасывания, что в свою очередь приводит к уменьшению τ_{\max} создаваемого пакетом, так как для второго роторного колеса (на стороне повышенного давления) статорное колесо является сопротивлением.

Максимальная быстрота откачки при изменении осевого зазора δ_{01} остается практически постоянной вследствие того, что S_{\max} первого роторного колеса не меняется.

Для увеличения эффективности работы колес насоса необходимо выбирать минимальные радиальные зазоры, обеспечивающие максимальное значение τ_{\max} , учитывая при этом конструктивные особенности проектируемого насоса.

При увеличении радиального зазора между валом и статорным колесом максимальное отношение давлений создаваемое на нем роторными колесами, вследствие увеличения обратных потоков газа через кольцевой зазор под действием перепада давлений уменьшается, понижая тем самым τ_{\max} ступени в целом.

9. РАСЧЕТ ОТКАЧНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСА

9.1. Определение откачной характеристики [10].

Откачная характеристика турбомолекулярного вакуумного насоса определяется предельным остаточным давлением, рабочей быстротой откачки и форвакуумным давлением, рис. 28.

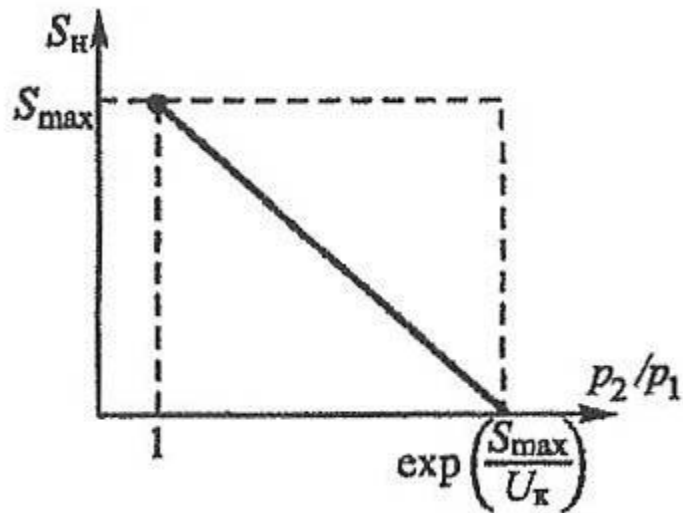


Рис. 28. Откачная характеристика турбомолекулярного вакуумного насоса [10]

Предельное остаточное давление, создаваемое ТВН при наличии на стороне нагнетания его молекулярного режима течения газа, прежде всего, определяется величиной газовыделения с внутренней поверхности корпуса и деталей ротора, расположенных в полости всасывания, негерметичностью рабочей полости насоса, а также числом ступеней и быстротой откачки насоса.

Рабочая быстрота откачки насоса зависит от геометрии межлопаточных каналов или пазов колес и согласованности их характеристик.

Конструктивное выполнение турбомолекулярных вакуумных насосов обеспечивает сравнительно высокую герметичность рабочей полости, поэтому предельное остаточное давление создаваемое ТВН, прежде всего, зависит от величины газовыделения с внутренней поверхности корпуса и участка вала, расположенных в полости всасывания,

а также с торцевых поверхностей рабочих колес, обращенных к полости всасывания.

В настоящее время корпуса насосов изготавливают из хромоникелевой нержавеющей стали X18H10T, а рабочие колеса - из алюминиевых сплавов. Исследование газовыделения хромоникелевой нержавеющей стали, показало, что его величина и процентный состав зависят от чистоты предварительной обработки поверхности металла, температуры прогрева ее в высоком вакууме, а также от наличия окислых пленок.

Средняя величина газовыделения нержавеющей стали с тщательно очищенной поверхностью после прогрева в высоком вакууме равна $(2,0 - 5,0) \times 10^{-10} \text{ л} \times \text{ммрт.см.} / \text{сек} \times \text{см}^2$.

Величина газовыделения с поверхности алюминиевых сплавов зависит также от химического состава, структуры, температуры и времени обезгаживания поверхностных окислых пленок. Средняя величина газовыделения с поверхности алюминиевых сплавов после прогрева в высоком вакууме равна примерно $(1,0 - 5,0) \times 10^{-10} \text{ л} \times \text{ммрт.см.} / \text{сек} \times \text{см}^2$.

Минимальное давление создаваемое турбомолекулярным насосом при работе его на режиме предельного вакуума имеет вид:

$$P_{\min} = \frac{\sum F_i q_i}{S}, \quad (49)$$

где F_i – участок поверхности газовыделения, q_i – удельное газовыделение, S – рабочая быстрота откачки насоса.

Общее отношение давлений создаваемое насосом:

$$\tau_{об} = \frac{P_{\phi}}{P_{\min}} = \sum_{i=1}^n \tau_i, \quad (50)$$

где P_{ϕ} – форвакуумное давление, τ_i – рабочее отношение давлений, создаваемое i – м колесом (рис. 26), $\tau_i = \tau_{\max i} - \frac{S_i}{S_{\max i}}(\tau_{\max i} - 1,0)$.

Рабочая быстрота откачки: $S_i = S_{\text{поли}} + U_i(\tau_i - 1,0)$, где $S_{\text{поли}}$ – заданная быстрота откачки i –го рабочего колеса, U_i – пропускная способность кольцевого зазора.

Решив данные уравнения относительно τ_i , получим выражение для определения рабочего отношения давлений создаваемого колесом, с учетом перетеканий через радиальный зазор при отсутствии газовыделения:

$$\tau_i = \frac{\tau_{\max i} S_{\max i} - (\tau_{\max i} - 1,0)(S_{\text{поли}} - U_i)}{S_{\max i} + U_i(\tau_{\max i} - 1,0)}. \quad (51)$$

Рабочее отношение давлений, создаваемое i – м колесом, с учетом перетекающего газа и газовыделения определяется:

$$\tau_i = \frac{\tau_{\max i} S_{\max i} - (\tau_{\max i} - 1,0)(S_{\text{отки}} - U_i)}{S_{\max i} + U_i(\tau_{\max i} - 1,0)}. \quad (52)$$

Быстрота откачки i –го рабочего колеса с учетом перетеканий и газовыделения:

$$S_i = S_{\text{отки}} + U_i(\tau_i - 1,0), \quad (53)$$

где $S_{отки} = \frac{S_{отки-1}}{\tau_{i-1}} + \frac{\sum_{k=i-1} q_i F_i}{p_1 \sum_{k=1} \tau_i}$, а для 1-го рабочего колеса:

$$S_{отк1} = S_{пол1} + \frac{\sum q_i F_i}{p_1}, \text{ где } p_1 - \text{давление всасывания первого колеса.}$$

При неизвестной величине газовыделения с внутренней поверхности корпуса насоса и деталей ротора, расположенных в полости всасывания, а также при выбранном форвакуумном давлении, обеспечивающем во всей проточной части насоса молекулярный режим течения минимальное давление будет достигаться при числе ступеней, определяемом откачными характеристиками роторных и статорных колес.

9.2. Влияние параметров рабочих колес на откачную характеристику насоса [10]

Геометрические параметры межлопаточных каналов и пазов рабочего колеса ($\frac{f}{S_0}$, $\frac{a}{b}$, α) определяют, при выбранном среднем значении отношения скоростей $\frac{u_{cp}}{V_n}$, после чего определяют основные параметры откачной характеристики рабочего колеса. При этом при отрицательных значениях $\frac{f}{S_0}$ и малых углах установки лопатки или наклона паза рабочие колеса создают повышенные значения отношения давлений и обладают сравнительно небольшой быстротой откачки, при положительных $\frac{f}{S_0}$ и больших углах рабочие колеса обладают

повышенной быстротой откачки при сравнительно небольшом создаваемом отношении давлений.

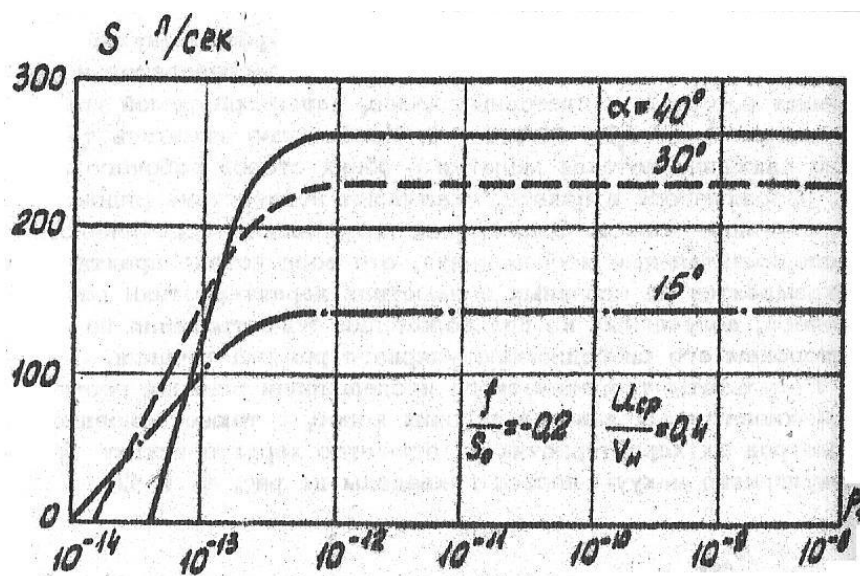
Определение откачной характеристики турбомолекулярного вакуумного насоса основано на согласованности последовательно работающих роторных и статорных колес, характеризуемой уравнением потока ($Q = Sp = const$). Необходимо отметить также, что на движение потоков молекул с обеих сторон рабочего колеса, находящегося в пакете, оказывают воздействие рядом расположенные колеса. Однако, как показывают теоретические и экспериментальные исследования, это воздействие практически не сказывается на основных параметрах характеристики рабочего колеса, полученных из предположения существования по обеим сторонам его свободномолекулярного режима течения.

Результаты теоретического исследования влияния геометрии межлопаточных каналов рабочих колес, а также основных параметров их характеристик на откачную характеристику турбомолекулярного вакуумного насоса показывают, что при изменении угла наклона паза с 15 до 40° предельное остаточное давление уменьшается примерно на два порядка, а быстрота откачки в рабочей зоне повышается с 190 до 285 л/сек, т.е. на 50%, в то время как при применении для всего пакета рабочих колес

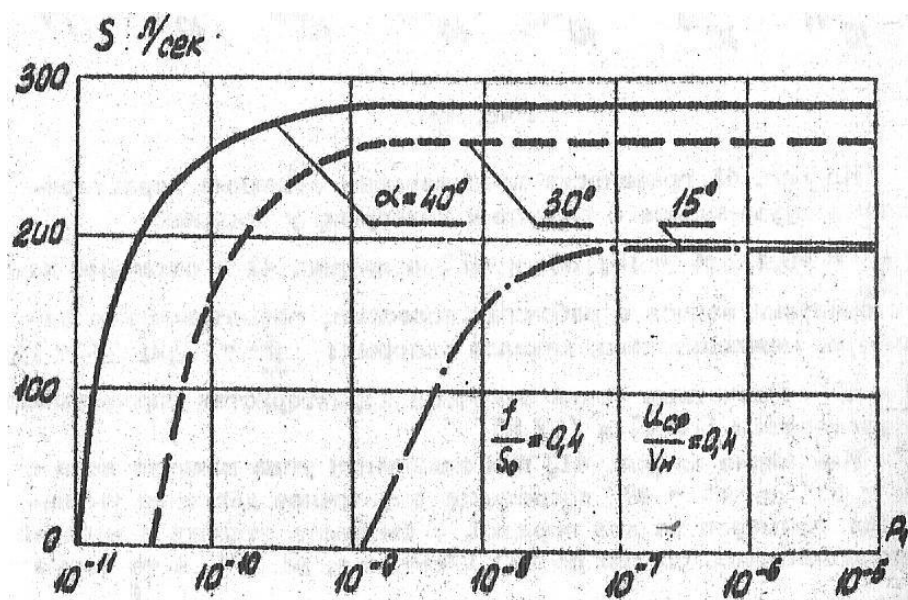
с $\frac{f}{S_0} = -0,2$ и изменении угла наклона паза с 15 до 40° значение

предельного остаточного давления, создаваемого насосом, практически не изменяется, рис. 29 (а, б).

При меньших значениях угла наклона паза существенное влияние на откачную характеристику вакуумного насоса оказывает изменение геометрического параметра $\frac{f}{S_0}$.



а)



б)

Рис. 29. Влияние геометрии межлопаточных каналов рабочих колес и основных их параметров на откачную характеристику насоса [10]

На рис. 30 (а, б) приведены откачные характеристики ТВН для рабочих колес с той же геометрией, что и для пакетов колес, откачные характеристики которых даны на рис. 27, но с учетом газовыделения.

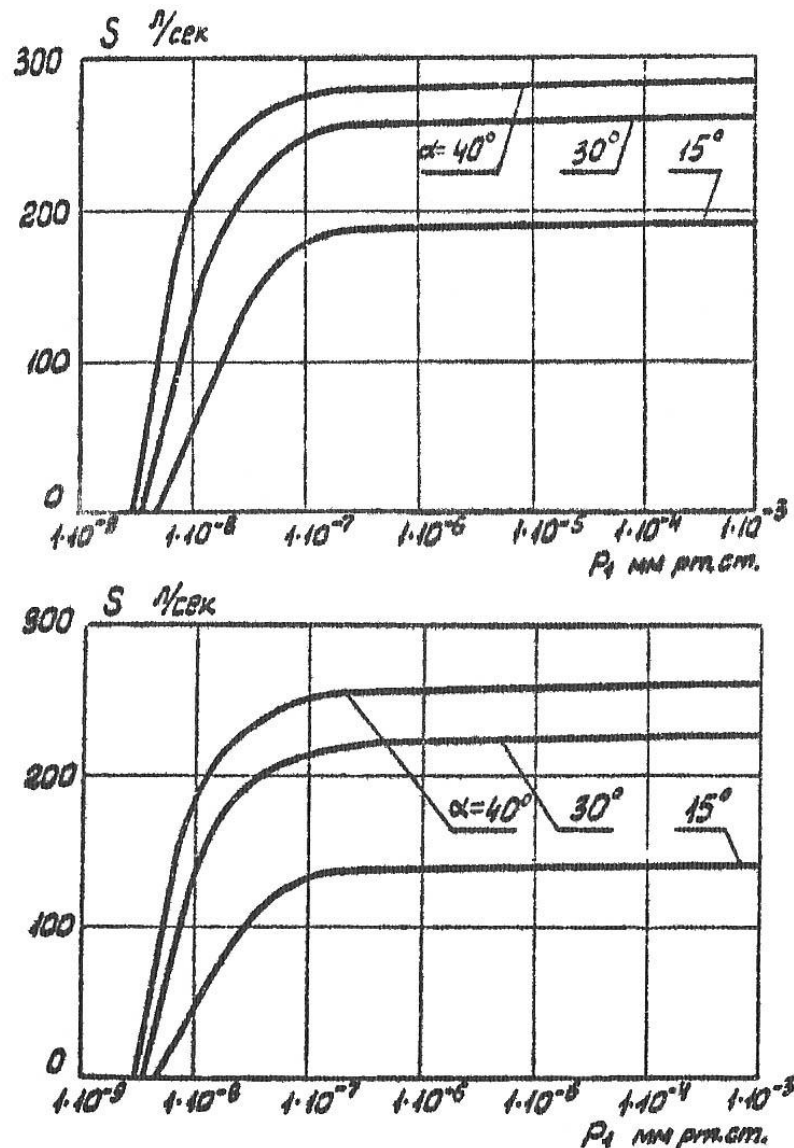


Рис. 30. Влияние геометрии межлопаточных каналов рабочих колес и основных их параметров на откачную характеристику насоса [10]

Из графиков видно, что предельное остаточное давление в этом случае увеличивается примерно до 10^{-8} мм рт.ст. . При этом из-за более значительного влияния газовыделения по сравнению с изменяющейся в зависимости от геометрических параметров рабочих колес рабочей быстротой откачки предельно создаваемое давление мало изменяется.

Из приведенного анализа откачных характеристик ТВН рабочие колеса которого отличаются геометрией межлопаточных каналов, следует, что предельное остаточное давление, создаваемое ТВН, определяется прежде всего величиной газовыделения с внутренней поверхности корпуса насоса и деталей ротора, значением рабочей быстроты откачки и числом ступеней. Применение в ТВН рабочих колес с малыми углами наклона паза или лопатки в последних ступенях приводит к уменьшению предельного остаточного давления только при малой величине газовыделений по сравнению с быстротой откачки.

9.3. Выбор форвакуумного насоса [10]

Форвакуумный насос должен обеспечивать на нагнетании ТВН молекулярный режим течения газа во всем диапазоне изменения давления всасывания ТВН и его производительность не должна быть меньше быстроты откачки турбомолекулярного насоса, приведенной к условиям нагнетания.

Из экспериментальных и эксплуатационных характеристик ТВН следует, что максимальное значение давления всасывания их, при котором быстрота откачки остается практически неизменной в зависимости от p , лежит примерно в диапазоне $10^{-3} - 10^{-2}$ мм рт. ст. При дальнейшем повышении давления всасывания в большем числе ступеней насоса возникает молекулярно-вязкостный или вязкостный режимы течения газа, вследствие чего резко уменьшаются быстрота откачки насоса и создаваемое им отношение давлений. В настоящее время в качестве форвакуумных обычно используют механические насосы, создающие при производительности, равной нулю, давление $10^{-2} - 10^{-3}$ мм рт. ст.

С учетом того, что максимальное давление всасывания, при котором быстрота откачки ТВН в зависимости от p остается неизменной, лежит в интервале $10^{-3} - 10^{-2}$ мм рт. ст., и что отношение давлений, создаваемое ТВН при работе на этих режимах, равно примерно 10^2 , следует принять, что промежуточное давление, т.е. давление нагнетания ТВН и давление всасывания форвакуумного насоса, не должно превышать 0,5–1,0 мм рт. ст. При этом промежуточном давлении производительность форвакуумного насоса и быстрота откачки ТВН с учетом величины газовыделений нагнетательной магистрали должны быть одинаковыми.

Применение вакуумных насосов, создающих давление ниже 10^{-3} мм рт. ст., в качестве форвакуумных насосов, оправдано лишь тогда, когда ТВН создает меньшее отношение давлений, чем отношение давления всасывания предполагаемого форвакуумного насоса к минимальному давлению, определяемому уравнению $P_{\min} = \frac{\sum F_i q_i}{S}$, которое может быть создано рассматриваемым ТВН, т.е. тогда, когда создаваемый ТВН перепад давлений определяется числом ступеней, а не величиной газовыделений с внутренней поверхности корпуса насоса и деталей ротора.

9.4. Методика расчета откачной характеристики ТВН [10]

Порядок расчетного определения откачной характеристики турбомолекулярного вакуумного насоса следующий.

1. Производят расчет рабочих колес и определяют их геометрические размеры.

2. Определяют суммарную величину газовыделений с внутренней поверхности корпуса и деталей ротора, расположенных в полости всасывания насоса, а также между рабочими колесами.

3. Определяют предельное остаточное давление.

4. Выбирают форвакуумный насос, обеспечивающий в последнем колесе ТВН молекулярный режим течения газа.

5. Определяют общее отношение давлений, создаваемого насосом.

6. Определяют отношение давлений каждого рабочего колеса последовательно, начиная с первого, до достижения форвакуумного давления; таким образом, находят число рабочих колес (роторных и статорных).

7. Задаваясь значениями рабочей быстроты откачки $S_{раб}$ в пределах от S_{max} до 0, определяют расчетные точки откачной характеристики турбомолекулярного вакуумного насоса во всем диапазоне давления всасывания.

10. ПРИМЕР РАСЧЕТА ТУРБОМОЛЕКУЛЯРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

10.1. Техническое задание

Таблица 1

Техническое задание на курсовой проект

№	Величина	Обозначение	Числовое значение	Единица изм-я
1	Быстрота откачки	S	0,26	$\frac{м^3}{сек}$
2	Минимальное создаваемое давление всасывания	P_{min}	$5,0 \times 10^{-9}$	Па
3	Расположение ротора	----	вертикальное	-----
4	Материал роторных дисков	Д-16	-----	-----
5	Удельный вес Д-16	$\rho_{Д-16}$	$2,7 \times 10^3$	$\frac{кг}{м^3}$
6	Предел текучести Д-16 на растяжение	$\sigma_{Д-16}$	$2,74 \times 10^8$	Па
7	Давление форвакуумного насоса	P_{ϕ}	0,133	Па
8	Запас прочности на растяжение	k	5	-----
9	Окружная скорость рабочего колеса на наружном диаметре	u_2	200	$\frac{м}{сек}$
10	Оптимальное соотношение начального диаметра пазов и наружного диаметра колеса	λ	0,74	-----
	Угол наклона паза	α	39	град

11	Относительное перекрытие	$\frac{f}{S_0}$	0,28	-----
12	Газ	-----	воздух	-----
13	Газовая постоянная	R	8,3	$\frac{Дж}{К \times моль}$
14	Структура пакета	Пакет состоит из колес с одинаковыми геометрическими параметрами		
15	Температура газа на входе	T	290	К
16	Молярная масса	M	29	$\frac{г}{моль}$
17	Толщина дискового колеса	h	$3,2 \times 10^{-3}$	м
18	Радиальный зазор	δ_p	$0,7 \times 10^{-3}$	м
19	Удельное газовыделение материала Д-16	$q_{Д-16}$	$6,66 \times 10^{-7}$	$\frac{м \times Па}{сек}$
20	Удельное газовыделение материала Х18Н10Т	$q_{Х18Н10Т}$	$2,66 \times 10^{-7}$	$\frac{м \times Па}{сек}$

10.2. Определение геометрических размеров насоса

1. Углы φ_1 и φ_2 .

Углы φ_1 и φ_2 характеризуют вероятности перехода молекул через межлопаточные каналы рабочего колеса со стороны пониженного давления на сторону повышенного и в обратном направлениях:

$$\varphi_1 = \gamma_{cp} - i_{cp} + \beta_{\gamma cp} - \beta_{i_{cp}},$$

$$\varphi_2 = \gamma_{cp} - i_{cp} - \beta_{\gamma cp} + \beta_{i_{cp}},$$

$$\text{где: } n = \sin^2 \alpha - \frac{f}{S_0} \cdot \cos^2 \alpha = \sin^2 39^\circ - 0,28 \cdot \cos^2 39^\circ = 0,227$$

$$\begin{aligned} \gamma_{cp} &= \frac{1}{1 + \frac{f}{S_0}} \left(\alpha + \pi \cdot \frac{f}{S_0} \right) + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot \ln \frac{1}{\cos \sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} \cdot \frac{\frac{f}{S_0}}{1 + \frac{f}{S_0}} \times a \sin \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} = \\ &= \frac{1}{1 + 0,28} (0,611 + \pi \cdot 0,28) + \frac{\operatorname{tg} 39^\circ}{1 + 0,28} \times \ln \frac{1}{\cos \sqrt{0,28^2 + \operatorname{tg}^2 39^\circ}} \cdot \frac{0,28}{1 + 0,28} \times \\ &\times a \sin \frac{\operatorname{tg} 39^\circ}{\sqrt{0,28^2 + \operatorname{tg}^2 39^\circ}} = 1,292 \text{ рад} (74^\circ) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\beta_{\gamma cp} &= \frac{1}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot a \sin\left(\frac{u}{V_H} \cdot \sin \alpha\right) + \frac{\frac{f}{S_0}}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot a \sin \frac{\frac{u}{V_H} \cdot tg \alpha}{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + tg^2 \alpha}} + \frac{\frac{u}{V_H}}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot tg \alpha \times \\
&\times \ln \frac{\sqrt{1 + tg^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)} + 1}{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + tg^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)} - \frac{f}{S_0}} - \frac{1}{2} \cdot \frac{tg \alpha}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot \ln \frac{\sqrt{1 + tg^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)} + \frac{u}{V_H}}{\sqrt{1 + tg^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)} - \frac{u}{V_H}} + \\
&+ \frac{1}{2} \cdot \frac{tg \alpha}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot \ln \frac{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + tg^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)} - \frac{f}{S_0} \cdot \frac{u}{V_H}}{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + tg^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)} + \frac{f}{S_0} \cdot \frac{u}{V_H}} = \frac{1}{1 + 0,28} \cdot a \sin(0,4 \cdot \sin 39^\circ) + \\
&+ \frac{0,28}{1 + 0,28} \cdot a \sin \frac{0,4 \cdot tg 39^\circ}{\sqrt{0,28^2 + tg^2 39^\circ}} + \frac{0,4}{1 + 0,28} \cdot tg 39^\circ \cdot \ln \frac{\sqrt{1 + tg^2 39^\circ \cdot (1 - 0,4^2)} + 1}{\sqrt{0,28^2 + tg^2 39^\circ \cdot (1 - 0,4^2)} - 0,28} - \\
&- \frac{1}{2} \cdot \frac{tg 39^\circ}{1 + 0,28} \cdot \ln \frac{\sqrt{1 + tg^2 39^\circ \cdot (1 - 0,4^2)} + 0,4}{\sqrt{1 + tg^2 39^\circ \cdot (1 - 0,4^2)} - 0,4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{tg 39^\circ}{1 + 0,28} \times \\
&\times \ln \frac{\sqrt{0,28^2 + tg^2 39^\circ \cdot (1 - 0,4^2)} - 0,28 \cdot 0,4}{\sqrt{0,28^2 + tg^2 39^\circ \cdot (1 - 0,4^2)} + 0,29 \cdot 0,4} = 0,394 \text{ pad}(22,6^\circ)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\beta_{icc} &= \arcsin \frac{\frac{u}{V_H} \cdot n \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{\left(1 + \frac{f}{S_0}\right)^2 + 2\left(1 + \frac{f}{S_0}\right) \cdot n + \frac{n^2}{\cos^2 \alpha}}} + \frac{u}{V_H} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot n \times \ln \frac{1 + \frac{f}{S_0} + n + \sqrt{\left(1 + \frac{f}{S_0} + n\right)^2 + n^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)}}{n + n \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)}} \\
&- \frac{n}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{\left(1 + \frac{f}{S_0} + n\right)^2 + n^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)}}{n \cdot \frac{u}{V_H} \cdot \operatorname{tg} \alpha} + \frac{n}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)}}{\operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{u}{V_H}} + \frac{1}{2} \cdot \frac{n \cdot \operatorname{tg} \alpha}{1 + \frac{f}{S_0}} \times \ln \frac{n^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)}{\left(1 + \frac{f}{S_0} + n\right)^2 + n^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha} \times \\
&\times \left[\frac{-\left(1 + \frac{u^2}{V_H^2}\right) \left(1 + \frac{f}{S_0} + n\right)^2 + n^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha + 2n^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \frac{u^2}{V_H^2} + 2 \frac{u}{V_H} \sqrt{n^4 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)^2 - n^4 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 + \frac{u^2}{V_H^2}\right) (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) + n^4 \operatorname{tg}^4 \alpha \cdot \frac{u^2}{V_H^2}}}{-\left(1 + \frac{u^2}{V_H^2}\right) \cdot n^2 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) + 2n^2 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \frac{u^2}{V_H^2} + 2 \frac{u}{V_H} \sqrt{n^4 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)^2 - n^4 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 + \frac{u^2}{V_H^2}\right) (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) + n^4 \operatorname{tg}^4 \alpha \cdot \frac{u^2}{V_H^2}}} \right] \\
&= \arcsin \frac{0,4 \cdot 0,227 \cdot \operatorname{tg} 39^\circ}{\sqrt{\left(1 + 0,28\right)^2 + 2 \cdot \left(1 + 0,28\right) \cdot 0,227 + \frac{0,227^2}{\cos^2 39^\circ}}} + \frac{0,4}{1 + 0,28} \cdot \operatorname{tg} 39^\circ \cdot 0,227 \times \\
&\times \ln \frac{1 + 0,28 + 0,4 + \sqrt{\left(1 + 0,28 + 0,168\right)^2 + 0,168^2 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot \left(1 - 0,4^2\right)}}{0,227 + 0,227 \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot \left(1 - 0,4^2\right)}} - \frac{0,227}{1 + 0,28} \times \\
&\times \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{\left(1 + 0,28 + 0,227\right)^2 + 0,227^2 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot \left(1 - 0,4^2\right)}}{0,227 \cdot 0,4 \cdot \operatorname{tg} 39^\circ} + \frac{0,227}{1 + 0,28} \cdot \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot \left(1 - 0,4^2\right)}}{\operatorname{tg} 39^\circ \cdot 0,4} + \frac{1}{2} \cdot \frac{0,227 \cdot \operatorname{tg} 39^\circ}{1 + 0,28} \times \\
&\times \ln \left[\frac{\frac{0,227^2 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 39^\circ)}{\left(1 + 0,28 + 0,227\right)^2 + 0,227^2 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ} \cdot \frac{-\left(1 + 0,4^2\right) \left(\left(1 + 0,28 + 0,227\right)^2 + 0,227^2 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ\right) + 2 \cdot 0,227^2 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot 0,4^2 +}{-\left(1 + 0,4^2\right) \cdot 0,227^2 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 39^\circ) + 2 \cdot 0,227^2 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot 0,4^2 +}}{+ 2 \cdot 0,4 \sqrt{0,227^4 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 39^\circ)^2 - 0,227^4 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot (1 + 0,4^2) (1 + \operatorname{tg}^2 39^\circ) + 0,227^4 \cdot \operatorname{tg}^4 39^\circ \cdot 0,4^2}}}{+ 2 \cdot 0,4 \sqrt{0,227^4 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 39^\circ)^2 - 0,227^4 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot (1 + 0,4^2) (1 + \operatorname{tg}^2 39^\circ) + 0,227^4 \cdot \operatorname{tg}^4 39^\circ \cdot 0,34^2}} \right] \\
&= 0,183 \operatorname{pad}(10,5^\circ)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
i_{cp} &= a \sin \frac{n \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{\left(1 + \frac{f}{S_0}\right)^2 + 2\left(1 + \frac{f}{S_0}\right) \cdot n + \frac{n^2}{\cos^2 \alpha}}} - \frac{n}{1 + \frac{f}{S_0}} \left(\operatorname{arctg} \frac{1+n + \frac{f}{S_0}}{n \cdot \operatorname{tg} \alpha} - \operatorname{arctg} \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha} \right) + \\
&+ \frac{1}{2} \cdot \frac{n \cdot \operatorname{tg} \alpha}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot \ln \frac{\left(1 + \frac{f}{S_0}\right)^2 + 2\left(1 + \frac{f}{S_0}\right) \cdot n + n^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)}{n^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha)} = a \sin \frac{0,227 \cdot \operatorname{tg} 39^\circ}{\sqrt{(1 + 0,28)^2 + 2(1 + 0,28) \cdot 0,227 + \frac{0,227^2}{\cos^2 39^\circ}}} - \\
&- \frac{0,227}{1 + 0,28} \left(\operatorname{arctg} \frac{1 + 0,227 + 0,28}{0,227 \cdot \operatorname{tg} 39^\circ} - \operatorname{arctg} \frac{1}{\operatorname{tg} 39^\circ} \right) + \frac{1}{2} \cdot \frac{0,227 \cdot \operatorname{tg} 39^\circ}{1 + 0,28} \times \\
&\times \ln \frac{(1 + 0,28)^2 + 2(1 + 0,28) \cdot 0,227 + 0,227^2 (1 + \operatorname{tg}^2 39^\circ)}{0,227^2 \cdot (1 + \operatorname{tg}^2 39^\circ)} = 0,254 \operatorname{rad} (14,6^\circ)
\end{aligned}$$

Получаем:

$$\varphi_1 = 1,292 - 0,254 + 0,394 - 0,183 = 1,247 \operatorname{rad} (71,5^\circ)$$

$$\varphi_2 = 1,292 - 0,254 - 0,394 + 0,183 = 0,827 \operatorname{rad} (47,4^\circ)$$

2. Вероятность перехода молекул через рабочее колесо:

$$K = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\pi} = \frac{1,247 - 0,827}{\pi} = 0,134$$

С помощью графика (Приложение 1) определяем вероятность K_{cp} по известному углу $\alpha = 39^\circ$ и относительному перекрытию $\frac{f}{S_0} = 0,28$:

$$K_{cp} = 0,22$$

3. Погрешность рассчитанного и определенного по графику значения вероятности перехода молекул через рабочее колесо:

$$\Delta K = \frac{K_{cp} - K}{K_{cp}} \cdot 100\% = \frac{0,22 - 0,134}{0,22} \cdot 100\% = 39\%$$

4. Безразмерный комплекс постоянных величин:

$$BD_2^2 = u_2^2 \cdot \frac{4 \cdot \gamma \cdot K}{g \cdot \sigma_{mp}} = 200^2 \cdot \frac{4 \cdot 2,7 \cdot 10^3 \cdot 5}{9,8 \cdot 2,8 \cdot 10^7} = 7,714$$

5. Ширина паза:

$$a = \frac{h}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \left(1 + \frac{f}{S_0}\right) = \frac{3,2 \cdot 10^{-3}}{\operatorname{tg} 39^\circ} \cdot (1 + 0,28) = 0,005 \text{ м}$$

6. Длина паза:

$$b = \frac{a}{\cos \alpha \left(1 + \frac{f}{S_0}\right)} = \frac{5}{\cos 39^\circ (1 + 0,28)} = 0,0051 \text{ м}$$

7. Постоянная для определения D_2 :

$$C = \sqrt{\frac{24 - 3(1 - \lambda^2) \cdot BD_2^2}{u_2(1 - \lambda^2)(48\lambda - 4(1 - \lambda^3)) \cdot BD_2^2}} =$$

$$= \sqrt{\frac{24 - 3 \cdot (1 - 0,74^2) \cdot 7,714}{200 \cdot (1 - 0,74^2)(48 \cdot 0,74 - 4 \cdot (1 - 0,74^3)) \cdot 7,714}} = 0,093$$

По графику (Приложение 2) определяем значение величины отношения диаметров λ по заданной скорости $u_2 = 200 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ и найденному значению $C = 0,093$: $\lambda_{zp} = 0,755$.

8. Средняя скорость рабочего колеса на наружном диаметре:

$$u_{2cp} = u_2 \cdot \frac{1 + \lambda}{2} = 200 \cdot \frac{1 + 0,755}{2} = 176 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

9. Скорость теплового движения молекул:

$$V_H = \frac{u_2}{0,4} = \frac{200}{0,4} = 500 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

10. Уточняем отношение скоростей:

$$\frac{u_{2cp}}{V_H} = \frac{176}{500} = 0,351 \neq 0,4$$

11. Уточнение полученных углов в связи с изменением $\frac{u_{2cp}}{V_H}$:

$$\varphi_1 = 1,292 - 0,254 + 0,344 - 0,167 = 1,139 \text{ рад}(65,2^\circ)$$

$$\varphi_2 = 1,292 - 0,254 - 0,344 + 0,167 = 0,785 \text{ рад}(44^\circ),$$

где: $\gamma_{cp} = 1,292 \text{ рад}(74^\circ)$, $i_{cp} = 0,254 \text{ рад}(14,6^\circ)$ - остались без изменения.

$$\begin{aligned} \beta_{icc} = & \arcsin \frac{\frac{u}{V_H} \cdot n \cdot \text{tg} \alpha}{\sqrt{\left(1 + \frac{f}{S_0}\right)^2 + 2\left(1 + \frac{f}{S_0}\right) \cdot n + \frac{n^2}{\cos^2 \alpha}}} + \frac{\frac{u}{V_H}}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot \text{tg} \alpha \cdot n \times \\ & \times \ln \frac{1 + \frac{f}{S_0} + n + \sqrt{\left(1 + \frac{f}{S_0} + n\right)^2 + n^2 \cdot \text{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)}}{n + n \sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)}} - \frac{n}{1 + \frac{f}{S_0}} \times \text{arctg} \frac{\sqrt{\left(1 + \frac{f}{S_0} + n\right)^2 + n^2 \cdot \text{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)}}{n \cdot \frac{u}{V_H} \cdot \text{tg} \alpha} + \\ & + \frac{n}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot \text{arctg} \frac{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)}}{\text{tg} \alpha \cdot \frac{u}{V_H}} + \frac{1}{2} \frac{n \cdot \text{tg} \alpha}{1 + \frac{f}{S_0}} \times \ln \frac{n^2 (1 + \text{tg}^2 \alpha)}{\left(1 + \frac{f}{S_0} + n\right)^2 + n^2 \cdot \text{tg}^2 \alpha} \times \\ & \times \left[\frac{-\left(1 + \frac{u^2}{V_H^2}\right) \left(1 + \frac{f}{S_0} + n\right)^2 + n^2 \cdot \text{tg}^2 \alpha + 2n^2 \cdot \text{tg}^2 \alpha \cdot \frac{u^2}{V_H^2} + 2 \frac{u}{V_H} \sqrt{n^4 (1 + \text{tg}^2 \alpha)^2 - n^4 \cdot \text{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 + \frac{u^2}{V_H^2}\right) (1 + \text{tg}^2 \alpha + n^4 \cdot \text{tg}^4 \alpha \cdot \frac{u^2}{V_H^2})}}{-\left(1 + \frac{u^2}{V_H^2}\right) \cdot n^2 \cdot (1 + \text{tg}^2 \alpha) + 2n^2 \cdot \text{tg}^2 \alpha \cdot \frac{u^2}{V_H^2} + 2 \frac{u}{V_H} \sqrt{n^4 (1 + \text{tg}^2 \alpha)^2 - n^4 \cdot \text{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 + \frac{u^2}{V_H^2}\right) (1 + \text{tg}^2 \alpha + n^4 \cdot \text{tg}^4 \alpha \cdot \frac{u^2}{V_H^2})}} \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= \arcsin \frac{0,35 \cdot 0,227 \cdot \operatorname{tg} 39^\circ}{\sqrt{(1+0,28)^2 + 2 \cdot (1+0,28) \cdot 0,227 + \frac{0,227^2}{\cos^2 39^\circ}}} + \frac{0,35}{1+0,28} \cdot \operatorname{tg} 39^\circ \cdot 0,227 \times \\
&\times \ln \frac{1+0,28+0,35 + \sqrt{(1+0,28+0,227)^2 + 0,227^2 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot (1-0,35^2)}}{0,227+0,227 \cdot \sqrt{1+\operatorname{tg}^2 39^\circ} \cdot (1-0,35^2)} - \frac{0,227}{1+0,28} \times \\
&\times \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{(1+0,28+0,227)^2 + 0,227^2 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot (1-0,35^2)}}{0,227 \cdot 0,35 \cdot \operatorname{tg} 39^\circ} + \frac{0,227}{1+0,28} \times \\
&\times \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2 39^\circ} \cdot (1+0,35^2)}{\operatorname{tg} 39^\circ \cdot 0,35} + \frac{1}{2} \cdot \frac{0,227 \cdot \operatorname{tg} 39^\circ}{1+0,28} * \\
&* \ln \left[\frac{0,227^2 \cdot (1+\operatorname{tg}^2 39^\circ)}{(1+0,28+0,227)^2 + 0,227^2 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ} \cdot \frac{-(1+0,35^2)((1+0,28+0,227)^2 + 0,227^2 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ) + 2 \cdot 0,227^2 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot 0,35^2 +}{-(1+0,35^2) \cdot 0,227^2 \cdot (1+\operatorname{tg}^2 39^\circ) + 2 \cdot 0,227^2 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot 0,35^2 +} \right. \\
&\left. + \frac{2 \cdot 0,35 \sqrt{0,227^4 \cdot (1+\operatorname{tg}^2 39^\circ)^2 - 0,227^4 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot (1+0,35^2)(1+\operatorname{tg}^2 39^\circ + 0,227^4 \cdot \operatorname{tg}^4 39^\circ \cdot 0,35^2}}{+ 2 \cdot 0,35 \sqrt{0,227^4 \cdot (1+\operatorname{tg}^2 39^\circ)^2 - 0,227^4 \cdot \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot (1+0,35^2)(1+\operatorname{tg}^2 39^\circ) + 0,227^4 \cdot \operatorname{tg}^4 39^\circ \cdot 0,35^2}} \right] = \\
&= 0,167 \operatorname{pad}(9,6^\circ)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\beta_{\gamma p} &= \frac{1}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot a \sin \left(\frac{u}{V_H} \cdot \sin \alpha \right) + \frac{\frac{f}{S_0}}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot a \sin \frac{\frac{u}{V_H} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha}} + \frac{\frac{u}{V_H}}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot \operatorname{tg} \alpha \times \\
&\times \ln \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)} + 1}{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)} - \frac{f}{S_0}} - \frac{1}{2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot \ln \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)} + \frac{u}{V_H}}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)} - \frac{u}{V_H}} + \\
&+ \frac{1}{2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{1 + \frac{f}{S_0}} \cdot \ln \frac{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)} - \frac{f}{S_0} \cdot \frac{u}{V_H}}{\sqrt{\left(\frac{f}{S_0}\right)^2 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \left(1 - \frac{u^2}{V_H^2}\right)} + \frac{f}{S_0} \cdot \frac{u}{V_H}} = \frac{1}{1+0,28} \cdot a \sin(0,35 \cdot \sin 39^\circ) + \\
&+ \frac{0,28}{1+0,28} \cdot a \sin \frac{0,35 \cdot \operatorname{tg} 39^\circ}{\sqrt{0,28^2 + \operatorname{tg}^2 39^\circ}} + \frac{0,35}{1+0,28} \cdot \operatorname{tg} 39^\circ \cdot \ln \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot (1-0,35^2)} + 1}{\sqrt{0,28^2 + \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot (1-0,35^2)} - 0,28} - \\
&- \frac{1}{2} \cdot \frac{\operatorname{tg} 39^\circ}{1+0,28} \cdot \ln \frac{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot (1-0,35^2)} + 0,35}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot (1-0,35^2)} - 0,35} + \frac{1}{2} \cdot \frac{\operatorname{tg} 39^\circ}{1+0,28} \times \\
&\times n \frac{\sqrt{0,28^2 + \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot (1-0,35^2)} - 0,28 \cdot 0,35}{\sqrt{0,28^2 + \operatorname{tg}^2 39^\circ \cdot (1-0,35^2)} + 0,28 \cdot 0,35} = 0,344 \operatorname{pad}(19,7^\circ)
\end{aligned}$$

12. Уточнённая вероятность перехода молекул через рабочее колесо:

$$K = \frac{\varphi_1 - \varphi_2}{\pi} = \frac{1,139 - 0,785}{\pi} = 0,113$$

С помощью графика (Приложение 1) определяем вероятность K_{cp} по известному углу $\alpha = 39^\circ$ и относительному перекрытию $\frac{f}{S_0} = 0,28$:

$$K_{ad} = 0,22$$

13. Погрешность рассчитанного и найденного из графика значения вероятности перехода молекул через рабочее колесо:

$$\Delta K = \frac{K_{cp} - K}{K_{cp}} \cdot 100\% = \frac{0,22 - 0,113}{0,22} \cdot 100\% = 48,8\%$$

Расхождение между полученным значением вероятности и найденным из графика составляет 48,8%, поскольку график для вероятности получен экспериментально для отношения скоростей $\frac{u}{V_H} = 0,4$, что отличается от найденного $\frac{u}{V_H} = 0,35$, значения для углов посчитанных по эмпирическим формулам.

14. Наружный диаметр дискового рабочего колеса:

$$D_2 = \sqrt{\frac{S_{MAX}}{3,64 \cdot \pi \cdot A} \cdot \frac{T}{8 \cdot V_H} \cdot C} = \sqrt{\frac{0,28}{3,64 \cdot \pi \cdot 0,714} \cdot \frac{290}{8 \cdot 500} \cdot 0,093} = 0,61 \text{ м}$$

$$\text{где: } A = \frac{K_{cp}}{\frac{u}{V_H} \cdot \frac{1 + \lambda}{2}} = \frac{0,22}{0,35 \cdot \frac{1 + 0,755}{2}} = 0,714$$

15. Максимальная быстрота откачки:

$$S_{\max} = \frac{S}{0,9} = \frac{0,26}{0,9} = 0,28 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

16. Внутренний диаметр рабочего колеса:

$$D_1 = \lambda \cdot D_2 = 0,755 \cdot 0,62 = 0,46 \text{ м}$$

17. Суммарная торцевая площадь пазов дискового рабочего колеса:

$$F = \frac{S_m}{3,64 \cdot K_{cp} \cdot \sqrt{\frac{T}{M}}} = \frac{0,28}{3,64 \cdot 0,22 \cdot \sqrt{\frac{290}{29}}} = 0,0743 \text{ м}^2$$

18. Число пазов:

$$z = \frac{\pi \cdot 0,62}{5,1 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{24 \cdot 0,755 - 2 \cdot (1 - 0,755^3) \cdot 7,714}{24 - 3 \cdot (1 - 0,755^2) \cdot 7,714} = 251$$

19. Уточнение суммарной торцевой площади:

$$F' = z \cdot \frac{D_2 \cdot a}{2} \cdot (1 - \lambda) = 251 \cdot \frac{0,61 \cdot 5,1 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot (1 - 0,755) = 0,0944 \text{ м}^2$$

20. Уточнение максимальной быстроты откачки:

$$S_{\max} = 3,64 \cdot K \cdot F' \cdot \sqrt{\frac{T}{M}} = 3,64 \cdot 0,22 \cdot 0,0944 \cdot \sqrt{\frac{290}{29}} = 0,24 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

10.3. Определение суммарной величины газовыделения

21. Площадь пазов:

$$F_{\text{паз}} = F' - F = 0,0944 - 0,0743 = 0,0201 \text{ м}^2$$

22. Газовыделение со стороны всасывания:

$$\begin{aligned} Q_{\text{вс}} &= q_{D-16} \cdot F_{\text{вс}D-16} + q_{Cm} \cdot F_{\text{вс}Cm} = 5 \cdot 10^{-7} \cdot 0,034 + 2 \cdot 10^{-7} \cdot 0,095 = \\ &= 0,36 \cdot 10^{-7} \frac{\text{м}^3 \cdot \text{Па}}{\text{с}} \end{aligned}$$

23. Газовыделение между рабочими колесами:

$$\begin{aligned} Q_{\text{ср}} &= q_{D-16} \cdot F_{\text{ср}D-16} + q_{Cm} \cdot F_{\text{ср}Cm} = 5 \cdot 10^{-7} \cdot 0,095 + 2 \cdot 10^{-7} \cdot 0,0055 = \\ &= 0,34 \cdot 10^{-7} \frac{\text{м}^3 \cdot \text{Па}}{\text{с}} \end{aligned}$$

24. Газовыделение после последнего рабочего колеса:

$$Q_{\phi} = q_{D-16} \cdot F_{\phi D-16} + q_{cm} \cdot F_{\phi Cm} = 5 \cdot 10^{-7} \cdot 0,034 + 2 \cdot 10^{-7} \cdot 0,32 = 0,81 \cdot 10^{-7} \frac{m^3 \cdot Pa}{c}$$

25. Быстрота газовыделения после последнего рабочего колеса:

$$S_{газ} = \frac{Q_{\phi}}{p_{\phi}} = \frac{8,1 \cdot 10^{-8}}{0,133} = 6,09 \cdot 10^{-7} \frac{m^3}{c}$$

26. Длина окружности рабочего колеса:

$$l_{окр} = \pi \cdot D_2 = \pi \cdot 0,61 = 1,909m$$

27. Длина пазов:

$$l_{паз} = z \cdot b = 251 \cdot 5,1 \cdot 10^{-3} = 1,275m$$

28. Пропускная способность кольцевого зазора между роторным колесом и корпусом:

$$u_{рот} = \frac{8}{3} \cdot \sqrt{\frac{R \cdot T}{2\pi \cdot M}} \cdot \frac{\pi \cdot D_2 \cdot \delta_r^2}{2 \cdot h} = \frac{8}{3} \cdot \sqrt{\frac{8,3 \cdot 290}{2\pi \cdot 29}} \cdot \frac{\pi \cdot 0,61 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,4 \cdot 10^{-3}} = 0,003 \frac{m^3}{c}$$

29. Пропускная способность кольцевого зазора между статорным колесом и валом:

$$u_{стат} = \frac{8}{3} \cdot \sqrt{\frac{R \cdot T}{2\pi \cdot M}} \cdot \frac{\pi \cdot D_1 \cdot \delta_r^2}{2 \cdot h} = \frac{8}{3} \cdot \sqrt{\frac{8,3 \cdot 290}{2\pi \cdot 29}} \cdot \frac{\pi \cdot 0,46 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,4 \cdot 10^{-3}} = 0,002 \frac{m^3}{c}$$

Из графика (рис. 24) определяем максимальное отношение давлений на рабочем колесе τ_{max} по заданному значению относительного перекрытия $\frac{f}{S_0} = 0,28$ и угла установки лопатки $\alpha = 39^\circ$: $\tau_{max} = 1,9$.

30. Максимальное отношение давлений роторного диска:

$$\tau_{max_{рот}} = \frac{S_{max} \cdot \tau_{max} + u_{рот} \cdot (\tau_{max} - 1)}{S_{max} + u_{рот} \cdot (\tau_{max} - 1)} = \frac{0,24 \cdot 1,9 + 0,003 \cdot (1,9 - 1)}{0,24 + 0,003 \cdot (1,9 - 1)} = 1,743$$

31. Максимальное отношение давлений статорного диска:

$$\tau_{\max_{стат}} = \frac{S_{\max} \cdot \tau_{\max} + u_{стат} \cdot (\tau_{\max} - 1)}{S_{\max} + u_{стат} \cdot (\tau_{\max} - 1)} = \frac{0,24 \cdot 1,9 + 0,002 \cdot (1,9 - 1)}{0,24 + 0,002 \cdot (1,9 - 1)} = 1,745$$

Значение, полученное из графика, и рассчитанное значение максимального отношения давлений отличаются, т.к. график для τ_{\max} получен экспериментально для отношения скоростей $\frac{u}{V_H} = 0,4$, что отличается от найденного $\frac{u}{V_H} = 0,35$, соответственно возможно неточное определение угла установки лопаток по графику.

10.4. Определение отношения давлений каждого рабочего колеса

1 ступень - роторная:

Давление перед ступенью:

$$p_1 = p_{\min} = 6,67 \cdot 10^{-7} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_1 = \frac{Q_{вс}}{p_1} = \frac{0,36 \cdot 10^{-7}}{6,67 \cdot 10^{-7}} = 0,054 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Отношение давлений:

$$\tau_1 = \tau_{\max_{рот}} - \frac{S_1}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{рот}} - 1) = 1,743 - \frac{0,054}{0,24} \cdot (1,743 - 1) = 1,57$$

2 ступень – статорная:

Давление перед ступенью:

$$p_2 = p_1 \cdot \tau_1 = 6,67 \cdot 10^{-7} \cdot 1,57 = 7,87 \cdot 10^{-6} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_2 = \frac{S_1}{\tau_1} + \frac{Q_{cp}}{p_2} = \frac{0,054}{1,57} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{7,87 \cdot 10^{-6}} = 0,039 \frac{m^3}{c}$$

Отношение давлений:

$$\tau_2 = \tau_{\max_{стат}} - \frac{S_2}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{стат}} - 1) = 1,745 - \frac{0,039}{0,24} \cdot (1,745 - 1) = 1,62$$

3 ступень – роторная:

Давление перед ступенью:

$$p_3 = p_2 \cdot \tau_2 = 7,87 \cdot 10^{-6} \cdot 1,62 = 1,27 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_3 = \frac{S_2}{\tau_2} + \frac{Q_{cp}}{p_3} = \frac{0,039}{1,62} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,27 \cdot 10^{-5}} = 0,026 \frac{m^3}{c}$$

Отношение давлений:

$$\tau_3 = \tau_{\max_{стат}} - \frac{S_3}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{стат}} - 1) = 1,745 - \frac{0,026}{0,24} \cdot (1,745 - 1) = 1,661$$

4 ступень – статорная:

Давление перед ступенью:

$$p_4 = p_3 \cdot \tau_3 = 1,27 \cdot 10^{-5} \cdot 1,661 = 2,12 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_4 = \frac{S_3}{\tau_3} + \frac{Q_{cp}}{p_4} = \frac{0,026}{1,661} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{2,12 \cdot 10^{-5}} = 0,018 \frac{m^3}{c}$$

Отношение давлений:

$$\tau_4 = \tau_{\max_{стат}} - \frac{S_4}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{стат}} - 1) = 1,745 - \frac{0,018}{0,24} \cdot (1,745 - 1) = 1,687$$

5 ступень – роторная:

Давление перед ступенью:

$$p_5 = p_4 \cdot \tau_4 = 2,12 \cdot 10^{-5} \cdot 1,687 = 3,58 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_5 = \frac{S_4}{\tau_4} + \frac{Q_{cp}}{p_5} = \frac{0,018}{1,687} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{3,58 \cdot 10^{-5}} = 0,012 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Отношение давлений:

$$\tau_5 = \tau_{\max_{рот}} - \frac{S_5}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{рот}} - 1) = 1,743 - \frac{0,012}{0,24} \cdot (1,743 - 1) = 1,706$$

6 ступень – статорная:

Давление перед ступенью:

$$p_6 = p_5 \cdot \tau_5 = 3,58 \cdot 10^{-5} \cdot 1,706 = 6,11 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_6 = \frac{S_5}{\tau_5} + \frac{Q_{cp}}{p_6} = \frac{0,012}{1,706} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{6,11 \cdot 10^{-5}} = 0,008 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Отношение давлений:

$$\tau_6 = \tau_{\max_{стат}} - \frac{S_6}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{стат}} - 1) = 1,745 - \frac{0,008}{0,24} \cdot (1,745 - 1) = 1,719$$

7 ступень – роторная:

Давление перед ступенью:

$$p_7 = p_6 \cdot \tau_6 = 6,11 \cdot 10^{-5} \cdot 1,719 = 1,05 \cdot 10^{-4} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_7 = \frac{S_6}{\tau_6} + \frac{Q_{cp}}{p_7} = \frac{0,008}{1,719} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,05 \cdot 10^{-4}} = 0,005 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Отношение давлений:

$$\tau_7 = \tau_{\max_{\text{пот}}} - \frac{S_7}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{\text{пот}}} - 1) = 1,743 - \frac{0,005}{0,24} \cdot (1,743 - 1) = 1,73$$

8 ступень – статорная:

Давление перед ступенью:

$$p_8 = p_7 \cdot \tau_7 = 1,05 \cdot 10^{-4} \cdot 1,73 = 1,8 \cdot 10^{-4} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_8 = \frac{S_7}{\tau_7} + \frac{Q_{\text{ср}}}{p_8} = \frac{0,005}{1,73} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,8 \cdot 10^{-4}} = 0,0035 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Отношение давлений:

$$\tau_8 = \tau_{\max_{\text{стат}}} - \frac{S_8}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{\text{стат}}} - 1) = 1,745 - \frac{0,0035}{0,24} \cdot (1,745 - 1) = 1,73$$

9 ступень – роторная:

Давление перед ступенью:

$$p_9 = p_8 \cdot \tau_8 = 1,8 \cdot 10^{-4} \cdot 1,73 = 3,1 \cdot 10^{-4} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_9 = \frac{S_8}{\tau_8} + \frac{Q_{\text{ср}}}{p_9} = \frac{0,0035}{1,73} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{3,1 \cdot 10^{-4}} = 0,002 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Отношение давлений:

$$\tau_9 = \tau_{\max_{\text{пот}}} - \frac{S_9}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{\text{пот}}} - 1) = 1,743 - \frac{0,002}{0,24} \cdot (1,743 - 1) = 1,738$$

10 ступень – статорная:

Давление перед ступенью:

$$p_{10} = p_9 \cdot \tau_9 = 3,1 \cdot 10^{-4} \cdot 1,738 = 5,5 \cdot 10^{-4} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_{10} = \frac{S_9}{\tau_9} + \frac{Q_{cp}}{p_{10}} = \frac{0,002}{1,738} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{5,5 \cdot 10^{-4}} = 0,0014 \frac{m^3}{c}$$

Отношение давлений:

$$\tau_{10} = \tau_{\max_{стат}} - \frac{S_{10}}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{стат}} - 1) = 1,745 - \frac{0,0014}{0,24} \cdot (1,745 - 1) = 1,74$$

11 ступень – роторная:

Давление перед ступенью:

$$p_{11} = p_{10} \cdot \tau_{10} = 5,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1,74 = 0,95 \cdot 10^{-3} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_{11} = \frac{S_{10}}{\tau_{10}} + \frac{Q_{cp}}{p_{11}} = \frac{0,0014}{1,74} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{0,95 \cdot 10^{-3}} = 0,0009 \frac{m^3}{c}$$

Отношение давлений:

$$\tau_{11} = \tau_{\max_{рот}} - \frac{S_{11}}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{рот}} - 1) = 1,743 - \frac{0,0009}{0,24} \cdot (1,743 - 1) = 1,74$$

12 ступень – статорная:

Давление перед ступенью:

$$p_{12} = p_{11} \cdot \tau_{11} = 0,95 \cdot 10^{-3} \cdot 1,74 = 1,6 \cdot 10^{-3} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_{12} = \frac{S_{11}}{\tau_{11}} + \frac{Q_{cp}}{p_{12}} = \frac{0,0009}{1,74} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,6 \cdot 10^{-3}} = 0,0005 \frac{m^3}{c}$$

Отношение давлений:

$$\tau_{12} = \tau_{\max_{стат}} - \frac{S_{12}}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{стат}} - 1) = 1,745 - \frac{0,0005}{0,24} \cdot (1,745 - 1) = 1,74$$

13 ступень – роторная:

Давление перед ступенью:

$$p_{13} = p_{12} \cdot \tau_{12} = 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1,74 = 2,9 \cdot 10^{-3} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_{13} = \frac{S_{12}}{\tau_{12}} + \frac{Q_{cp}}{p_{13}} = \frac{0,0005}{1,74} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{2,9 \cdot 10^{-3}} = 0,00032 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Отношение давлений:

$$\tau_{13} = \tau_{\max_{пот}} - \frac{S_{13}}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{пот}} - 1) = 1,743 - \frac{0,00032}{0,24} \cdot (1,743 - 1) = 1,744$$

14 ступень – статорная:

Давление перед ступенью:

$$p_{14} = p_{13} \cdot \tau_{13} = 2,9 \cdot 10^{-3} \cdot 1,744 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_{14} = \frac{S_{13}}{\tau_{13}} + \frac{Q_{cp}}{p_{14}} = \frac{0,00032}{1,744} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{5 \cdot 10^{-3}} = 0,0002 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Отношение давлений:

$$\tau_{14} = \tau_{\max_{стат}} - \frac{S_{14}}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{стат}} - 1) = 1,745 - \frac{0,0002}{0,24} \cdot (1,745 - 1) = 1,744$$

15 ступень – роторная:

Давление перед ступенью:

$$p_{15} = p_{14} \cdot \tau_{14} = 5 \cdot 10^{-3} \cdot 1,744 = 0,88 \cdot 10^{-2} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_{15} = \frac{S_{14}}{\tau_{14}} + \frac{Q_{cp}}{p_{15}} = \frac{0,0002}{1,744} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{0,88 \cdot 10^{-2}} = 0,00012 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Отношение давлений:

$$\tau_{15} = \tau_{\max_{рот}} - \frac{S_{15}}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{рот}} - 1) = 1,743 - \frac{0,00012}{0,24} \cdot (1,743 - 1) = 1,745$$

16 ступень – статорная:

Давление перед ступенью:

$$p_{16} = p_{15} \cdot \tau_{15} = 0,88 \cdot 10^{-2} \cdot 1,745 = 1,5 \cdot 10^{-2} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_{16} = \frac{S_{15}}{\tau_{15}} + \frac{Q_{cp}}{p_{16}} = \frac{0,00012}{1,745} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,5 \cdot 10^{-2}} = 0,00007 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Отношение давлений:

$$\tau_{16} = \tau_{\max_{стат}} - \frac{S_{16}}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{стат}} - 1) = 1,745 - \frac{0,00007}{0,24} \cdot (1,745 - 1) = 1,745$$

17 ступень – роторная:

Давление перед ступенью:

$$p_{17} = p_{16} \cdot \tau_{16} = 1,5 \cdot 10^{-2} \cdot 1,745 = 2,6 \cdot 10^{-2} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_{17} = \frac{S_{16}}{\tau_{16}} + \frac{Q_{cp}}{p_{17}} = \frac{0,00007}{1,745} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{2,6 \cdot 10^{-2}} = 0,00004 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Отношение давлений:

$$\tau_{17} = \tau_{\max_{рот}} - \frac{S_{17}}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{рот}} - 1) = 1,743 - \frac{0,00004}{0,24} \cdot (1,743 - 1) = 1,745$$

18 ступень – статорная:

Давление перед ступенью:

$$p_{18} = p_{17} \cdot \tau_{17} = 2,6 \cdot 10^{-2} \cdot 1,745 = 0,47 \cdot 10^{-1} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_{18} = \frac{S_{17}}{\tau_{17}} + \frac{Q_{cp}}{p_{18}} = \frac{0,00004}{1,745} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{0,47 \cdot 10^{-1}} = 0,00003 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Отношение давлений:

$$\tau_{18} = \tau_{\max_{стат}} - \frac{S_{18}}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{стат}} - 1) = 1,745 - \frac{0,00003}{0,24} \cdot (1,745 - 1) = 1,745$$

19 ступень – роторная:

Давление перед ступенью:

$$p_{19} = p_{18} \cdot \tau_{18} = 0,47 \cdot 10^{-1} \cdot 1,745 = 0,8 \cdot 10^{-1} \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_{19} = \frac{S_{18}}{\tau_{18}} + \frac{Q_{ср}}{p_{19}} = \frac{0,00003}{1,745} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{0,8 \cdot 10^{-1}} = 0,00002 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Отношение давлений:

$$\tau_{19} = \tau_{\max_{рот}} - \frac{S_{19}}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{рот}} - 1) = 1,745 - \frac{0,00002}{0,24} \cdot (1,745 - 1) = 1,745$$

20 ступень – статорная:

Давление перед ступенью:

$$p_{20} = p_{19} \cdot \tau_{19} = 0,8 \cdot 10^{-1} \cdot 1,745 = 0,14 \text{ Па}$$

Быстрота откачки:

$$S_{20} = \frac{S_{19}}{\tau_{19}} + \frac{Q_{ср}}{p_{20}} = \frac{0,00002}{1,745} + \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{0,14} = 0,00001 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Отношение давлений:

$$\tau_{20} = \tau_{\max_{стат}} - \frac{S_{20}}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{стат}} - 1) = 1,745 - \frac{0,00001}{0,24} \cdot (1,745 - 1) = 1,745$$

Так как $p_{20} \succ p_{\phi}$ принимаем количество ступеней насоса 19. Для определения окончательных значений по ступеням производим расчет в обратную сторону.

Быстрота действия перед форвакуумным насосом:

$$S_{\phi} = \frac{Q_{\phi}}{P_{\phi}} + \frac{Q_{вс}}{P_{\phi}} + \frac{(n-1) \cdot Q_{ср}}{P_{\phi}} = \frac{0,81 \cdot 10^{-7}}{0,133} + \frac{0,36 \cdot 10^{-7}}{0,133} + \frac{(20-1) \cdot 0,34 \cdot 10^{-7}}{0,133} = 0,77 \cdot 10^{-5} \frac{м^3}{с}$$

Отношение давлений:

$$\tau_{\phi} = \tau_{\max_{стат}} - \frac{S_{\phi}}{S_{\max}} \cdot (\tau_{\max_{стат}} - 1) = 1,743 - \frac{0,77 \cdot 10^{-5}}{0,24} \cdot (1,743 - 1) = 1,743$$

19 ступень – роторная:

Давление за ступенью:

$$p_{19} = \frac{P_{\phi}}{\tau_{\phi}} = \frac{0,133}{1,743} = 7,6 \cdot 10^{-2} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned} \tau_{19} &= \frac{\tau_{\max_{рот}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_{\phi} - \frac{Q_{\phi}}{P_{\phi}})(\tau_{\max_{рот}} - 1)} = \\ &= \frac{1,743 \cdot 0,24}{0,24 + (0,77 \cdot 10^{-5} - \frac{0,81 \cdot 10^{-7}}{0,133})(1,743 - 1)} = 1,74 \end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_{19} = (S_{\phi} - \frac{Q_{\phi}}{P_{\phi}}) \cdot \tau_{20} = (0,77 \cdot 10^{-5} - \frac{0,81 \cdot 10^{-7}}{0,133}) \cdot 1,74 = 0,00001 \frac{м^3}{с}$$

18 ступень – статорная:

Давление за ступенью:

$$p_{18} = \frac{p_{19}}{\tau_{19}} = \frac{7,6 \cdot 10^{-2}}{1,74} = 4,3 \cdot 10^{-2} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned}\tau_{18} &= \frac{\tau_{\max_{стат}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_{19} - \frac{Q_{cp}}{p_{18}})(\tau_{\max_{стат}} - 1)} = \\ &= \frac{1,745 \cdot 0,24}{0,23 + (0,00001 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{4,3 \cdot 10^{-2}})(1,745 - 1)} = 1,745\end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_{18} = (S_{19} - \frac{Q_{cp}}{p_{19}}) \cdot \tau_{18} = (0,00001 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{7,6 \cdot 10^{-2}}) \cdot 1,745 = 0,000015 \frac{м^3}{с}$$

17 ступень – роторная:

Давление за ступенью:

$$p_{17} = \frac{p_{18}}{\tau_{18}} = \frac{4,3 \cdot 10^{-2}}{1,745} = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned}\tau_{17} &= \frac{\tau_{\max_{рот}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_{18} - \frac{Q_{cp}}{p_{17}})(\tau_{\max_{стат}} - 1)} = \\ &= \frac{1,743 \cdot 0,24}{0,23 + (0,000015 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{2,5 \cdot 10^{-2}})(1,743 - 1)} = 1,743\end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_{17} = (S_{18} - \frac{Q_{cp}}{p_{17}}) \cdot \tau_{17} = (0,000015 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{2,5 \cdot 10^{-2}}) \cdot 1,743 = 0,00003 \frac{м^3}{с}$$

16 ступень – статорная:

Давление за ступенью:

$$p_{16} = \frac{p_{17}}{\tau_{17}} = \frac{2,5 \cdot 10^{-2}}{1,743} = 1,4 \cdot 10^{-2} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned} \tau_{16} &= \frac{\tau_{\max_{\text{снп}}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_{17} - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_{17}})(\tau_{\max_{\text{стат}}} - 1)} = \\ &= \frac{1,745 \cdot 0,24}{0,23 + (0,00003 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{2,5 \cdot 10^{-2}})(1,745 - 1)} = 1,745 \end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_{16} = (S_{17} - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_{17}}) \cdot \tau_{16} = (0,00003 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{2,5 \cdot 10^{-2}}) \cdot 1,745 = 0,00004 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

15 ступень – роторная:

Давление за ступенью:

$$p_{15} = \frac{p_{16}}{\tau_{16}} = \frac{1,4 \cdot 10^{-2}}{1,745} = 0,82 \cdot 10^{-2} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned} \tau_{15} &= \frac{\tau_{\max_{\text{рот}}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_{16} - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_{16}})(\tau_{\max_{\text{рот}}} - 1)} = \\ &= \frac{1,743 \cdot 0,24}{0,23 + (0,00004 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,4 \cdot 10^{-2}})(1,743 - 1)} = 1,743 \end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_{15} = (S_{16} - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_{16}}) \cdot \tau_{15} = (0,00004 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,4 \cdot 10^{-2}}) \cdot 1,743 = 0,00007 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

14 ступень – статорная:

Давление за ступенью:

$$p_{14} = \frac{p_{15}}{\tau_{15}} = \frac{0,82 \cdot 10^{-2}}{1,743} = 4,7 \cdot 10^{-3} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned} \tau_{14} &= \frac{\tau_{\max_{снчн}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_{15} - \frac{Q_{ср}}{p_{15}})(\tau_{\max_{стат}} - 1)} = \\ &= \frac{1,745 \cdot 0,24}{0,23 + (0,00007 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{0,82 \cdot 10^{-2}})(1,745 - 1)} = 1,745 \end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_{14} = (S_{15} - \frac{Q_{ср}}{p_{15}}) \cdot \tau_{14} = (0,00007 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{0,82 \cdot 10^{-2}}) \cdot 1,745 = 0,00011 \frac{м^3}{с}$$

13 ступень – роторная:

Давление за ступенью:

$$p_{13} = \frac{p_{14}}{\tau_{14}} = \frac{4,7 \cdot 10^{-3}}{1,745} = 2,7 \cdot 10^{-3} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned} \tau_{13} &= \frac{\tau_{\max_{рот}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_{14} - \frac{Q_{ср}}{p_{14}})(\tau_{\max_{рот}} - 1)} = \\ &= \frac{1,743 \cdot 0,24}{0,23 + (0,00011 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{4,7 \cdot 10^{-3}})(1,743 - 1)} = 1,743 \end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_{13} = (S_{14} - \frac{Q_{cp}}{P_{14}}) \cdot \tau_{13} = (0,00011 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{4,7 \cdot 10^{-3}}) \cdot 1,743 = 0,00018 \frac{M^3}{c}$$

12 ступень – статорная:

Давление за ступенью:

$$P_{12} = \frac{P_{13}}{\tau_{13}} = \frac{2,7 \cdot 10^{-3}}{1,743} = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned} \tau_{12} &= \frac{\tau_{\max_{сисн}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_{13} - \frac{Q_{cp}}{P_{13}})(\tau_{\max_{стат}} - 1)} = \\ &= \frac{1,745 \cdot 0,24}{0,23 + (0,00018 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{2,7 \cdot 10^{-2}})(1,745 - 1)} = 1,744 \end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_{12} = (S_{13} - \frac{Q_{cp}}{P_{13}}) \cdot \tau_{12} = (0,00018 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{2,7 \cdot 10^{-3}}) \cdot 1,744 = 0,0003 \frac{M^3}{c}$$

11 ступень – роторная:

Давление за ступенью:

$$P_{11} = \frac{P_{12}}{\tau_{12}} = \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{1,744} = 0,89 \cdot 10^{-3} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\tau_{11} = \frac{\tau_{\max_{\text{рот}}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_{12} - \frac{Q_{cp}}{p_{12}})(\tau_{\max_{\text{рот}}} - 1)} =$$

$$= \frac{1,743 \cdot 0,24}{0,24 + (0,0003 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,5 \cdot 10^{-3}})(1,743 - 1)} = 1,742$$

Быстрота действия:

$$S_{11} = (S_{12} - \frac{Q_{cp}}{p_{12}}) \cdot \tau_{11} = (0,0003 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,5 \cdot 10^{-3}}) \cdot 1,742 = 0,0005 \frac{m^3}{c}$$

10 ступень – статорная:

Давление за ступенью:

$$p_{10} = \frac{p_{11}}{\tau_{11}} = \frac{0,89 \cdot 10^{-3}}{1,742} = 5,1 \cdot 10^{-4} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\tau_{10} = \frac{\tau_{\max_{\text{снпн}}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_{11} - \frac{Q_{cp}}{p_{11}})(\tau_{\max_{\text{стат}}} - 1)} =$$

$$= \frac{1,745 \cdot 0,24}{0,24 + (0,0005 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{0,89 \cdot 10^{-3}})(1,745 - 1)} = 1,743$$

Быстрота действия:

$$S_{10} = (S_{11} - \frac{Q_{cp}}{p_{11}}) \cdot \tau_{10} = (0,0005 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{0,89 \cdot 10^{-3}}) \cdot 1,743 = 0,00074 \frac{m^3}{c}$$

9 ступень – роторная:

Давление за ступенью:

$$p_9 = \frac{p_{10}}{\tau_{10}} = \frac{5,1 \cdot 10^{-4}}{1,743} = 2,9 \cdot 10^{-4} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned} \tau_9 &= \frac{\tau_{\max_{\text{ром}}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_{10} - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_{10}})(\tau_{\max_{\text{ром}}} - 1)} = \\ &= \frac{1,743 \cdot 0,24}{0,24 + (0,00074 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{5,1 \cdot 10^{-4}})(1,743 - 1)} = 1,740 \end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_9 = (S_{10} - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_{10}}) \cdot \tau_9 = (0,00074 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{5,1 \cdot 10^{-4}}) \cdot 1,740 = 0,0012 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

8 ступень – статорная:

Давление за ступенью:

$$p_8 = \frac{p_9}{\tau_9} = \frac{2,9 \cdot 10^{-4}}{1,740} = 1,7 \cdot 10^{-4} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned} \tau_8 &= \frac{\tau_{\max_{\text{снч}}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_9 - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_9})(\tau_{\max_{\text{стат}}} - 1)} = \\ &= \frac{1,745 \cdot 0,24}{0,24 + (0,0012 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{2,9 \cdot 10^{-4}})(1,745 - 1)} = 1,739 \end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_8 = (S_9 - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_9}) \cdot \tau_8 = (0,0012 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{2,9 \cdot 10^{-4}}) \cdot 1,739 = 0,0018 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

7 ступень – роторная:

Давление за ступенью:

$$p_7 = \frac{p_8}{\tau_8} = \frac{1,7 \cdot 10^{-4}}{1,739} = 9,7 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned} \tau_7 &= \frac{\tau_{\max_{рот}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_8 - \frac{Q_{cp}}{p_8})(\tau_{\max_{рот}} - 1)} = \\ &= \frac{1,743 \cdot 0,24}{0,24 + (0,0018 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,7 \cdot 10^{-4}})(1,743 - 1)} = 1,735 \end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_7 = (S_8 - \frac{Q_{cp}}{p_8}) \cdot \tau_7 = (0,0018 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,7 \cdot 10^{-4}}) \cdot 1,735 = 0,0028 \frac{м^3}{с}$$

6 ступень – статорная:

Давление за ступенью:

$$p_6 = \frac{p_7}{\tau_7} = \frac{9,7 \cdot 10^{-5}}{1,735} = 5,6 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned} \tau_6 &= \frac{\tau_{\max_{стат}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_7 - \frac{Q_{cp}}{p_7})(\tau_{\max_{стат}} - 1)} = \\ &= \frac{1,745 \cdot 0,24}{0,23 + (0,0028 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{9,7 \cdot 10^{-5}})(1,745 - 1)} = 1,732 \end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_6 = (S_7 - \frac{Q_{cp}}{p_7}) \cdot \tau_6 = (0,0028 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{9,7 \cdot 10^{-5}}) \cdot 1,732 = 0,0043 \frac{m^3}{c}$$

5 ступень – роторная:

Давление за ступенью:

$$p_5 = \frac{p_6}{\tau_6} = \frac{5,6 \cdot 10^{-5}}{1,732} = 3,2 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned} \tau_5 &= \frac{\tau_{\max \text{ ром}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_6 - \frac{Q_{cp}}{p_6})(\tau_{\max \text{ ром}} - 1)} = \\ &= \frac{1,743 \cdot 0,24}{0,24 + (0,0043 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{5,6 \cdot 10^{-5}})(1,743 - 1)} = 1,724 \end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_5 = (S_6 - \frac{Q_{cp}}{p_6}) \cdot \tau_5 = (0,0043 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{5,6 \cdot 10^{-5}}) \cdot 1,724 = 0,0063 \frac{m^3}{c}$$

4 ступень – статорная:

Давление за ступенью:

$$p_4 = \frac{p_5}{\tau_5} = \frac{3,2 \cdot 10^{-5}}{1,724} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\tau_4 = \frac{\tau_{\max_{\text{снсп}}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_5 - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_5})(\tau_{\max_{\text{стат}}} - 1)} =$$

$$= \frac{1,745 \cdot 0,24}{0,24 + (0,0063 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{3,2 \cdot 10^{-5}})(1,745 - 1)} = 1,717$$

Быстрота действия:

$$S_4 = (S_5 - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_5}) \cdot \tau_4 = (0,0063 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{3,2 \cdot 10^{-5}}) \cdot 1,717 = 0,009 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

3 ступень – роторная:

Давление за ступенью:

$$p_3 = \frac{p_4}{\tau_4} = \frac{1,8 \cdot 10^{-5}}{1,717} = 1,09 \cdot 10^{-5} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\tau_3 = \frac{\tau_{\max_{\text{рот}}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_4 - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_4})(\tau_{\max_{\text{рот}}} - 1)} =$$

$$= \frac{1,743 \cdot 0,24}{0,24 + (0,009 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,8 \cdot 10^{-5}})(1,743 - 1)} = 1,705$$

Быстрота действия:

$$S_3 = (S_4 - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_4}) \cdot \tau_3 = (0,009 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,8 \cdot 10^{-5}}) \cdot 1,705 = 0,013 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

2 ступень – статорная:

Давление за ступенью:

$$p_2 = \frac{p_3}{\tau_3} = \frac{1,09 \cdot 10^{-5}}{1,705} = 6,4 \cdot 10^{-6} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned} \tau_2 &= \frac{\tau_{\max_{\text{снсн}}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_3 - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_3})(\tau_{\max_{\text{стат}}} - 1)} = \\ &= \frac{1,745 \cdot 0,24}{0,24 + (0,013 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,09 \cdot 10^{-5}})(1,745 - 1)} = 1,697 \end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_2 = (S_3 - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_3}) \cdot \tau_2 = (0,013 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{1,09 \cdot 10^{-5}}) \cdot 1,697 = 0,02 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

1 ступень – роторная:

Давление за ступенью:

$$p_1 = \frac{p_2}{\tau_2} = \frac{6,4 \cdot 10^{-6}}{1,697} = 3,77 \cdot 10^{-6} \text{ Па}$$

Отношение давлений:

$$\begin{aligned} \tau_1 &= \frac{\tau_{\max_{\text{рот}}} \cdot S_{\max}}{S_{\max} + (S_2 - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_2})(\tau_{\max_{\text{рот}}} - 1)} = \\ &= \frac{1,743 \cdot 0,24}{0,24 + (0,02 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{6,4 \cdot 10^{-6}})(1,743 - 1)} = 1,691 \end{aligned}$$

Быстрота действия:

$$S_1 = (S_2 - \frac{Q_{\text{ср}}}{p_2}) \cdot \tau_1 = (0,02 - \frac{0,34 \cdot 10^{-7}}{6,4 \cdot 10^{-6}}) \cdot 1,691 = 0,016 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

10.5. Построение откачной характеристики

Для построения откачной характеристики необходимо учесть заданную быстроту откачки. Зависимость быстроты откачки от диапазона рабочих давлений дисков имеет вид, (рис. 31):

$$S_{Hi} = S_{\max} - S_{\max} \cdot \frac{P_{i\partial\partial\partial}}{P_i}$$

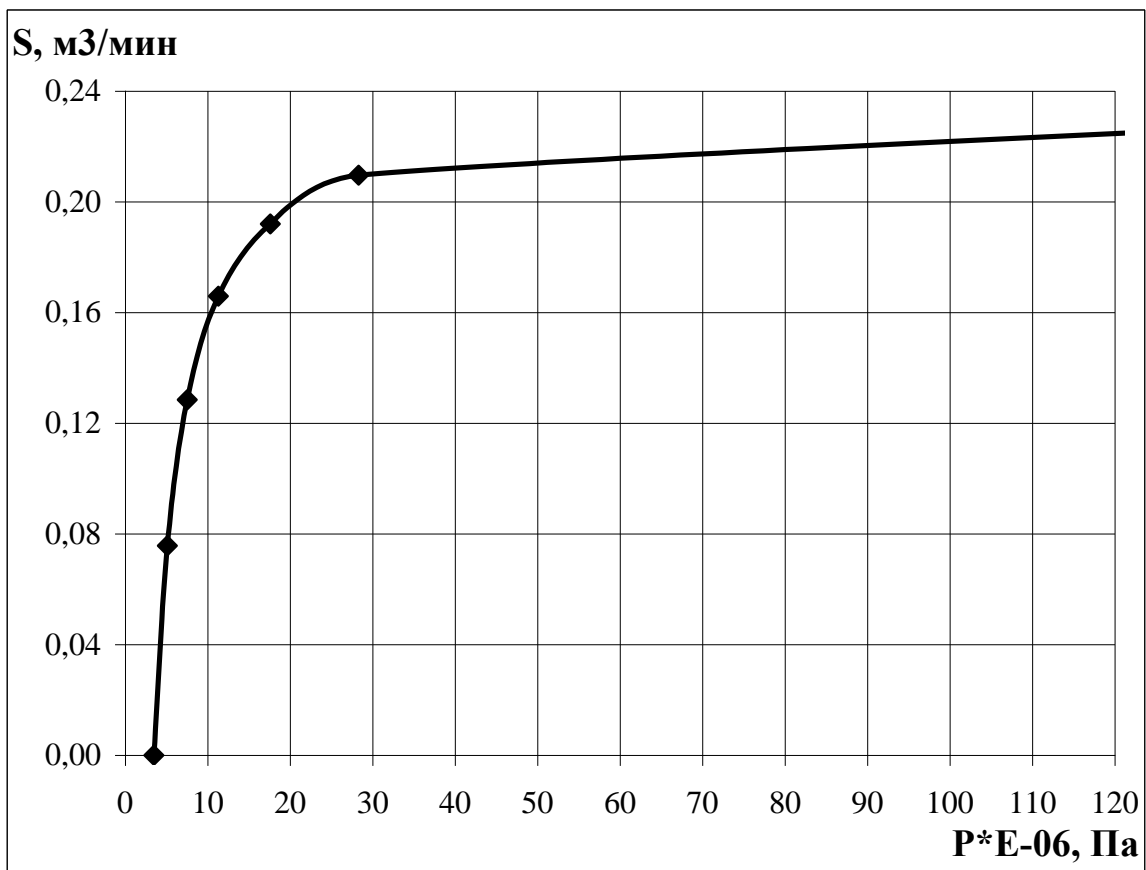


Рис. 31. Откачная характеристика турбомолекулярного насоса

Результаты расчета откачной характеристики представлены в таблице 2.

Таблица 2

Расчет откачной характеристики

№	$S, м^3 / мин$	$P, Па$
1	0,0	$3,47 \times 10^{-6}$
2	0,07574	$5,08 \times 10^{-6}$
3	0,12841	$7,50 \times 10^{-6}$
4	0,16587	$11,3 \times 10^{-6}$
5	0,19198	$17,6 \times 10^{-6}$
6	0,20966	$28,3 \times 10^{-6}$
7	0,23458	$18,8 \times 10^{-5}$
8	0,23895	$32,8 \times 10^{-3}$
9	0,23896	$57,3 \times 10^{-3}$
10	0,23897	$10,0 \times 10^{-2}$

Результаты расчета турбомолекулярного насоса представлены в таблице 3.

Таблица 3

Результаты расчета турбомолекулярного насоса

№	Величина	Обозначение	Числовое значение	Единица изм-я
1	Комплекс постоянных величин	BD_2^2	7,714	----
2	Результирующая вероятность скорости	K	0,22	----
3	Окружная скорость рабочего колеса на среднем диаметре	u_{2cp}	176	$\frac{м}{с}$

4	Скорость теплового движения молекул	V_H	500	$\frac{м}{с}$
5	Уточненное отношение скоростей	$\frac{u_{2cp}}{V_H}$	0,351	----
6	γ_{cp}	γ_{cp}	74,0	град
7	i_{cp}	i_{cp}	14,6	град
8	$\beta_{\gamma_{cp}}$	$\beta_{\gamma_{cp}}$	19,7	град
9	$\beta_{i_{cc}}$	$\beta_{i_{cc}}$	9,6	град
10	φ_1	φ_1	65,2	град
11	φ_2	φ_2	44,0	град
12	Результирующая вероятность для скорости u_2	K	0,22	----
13	Ширина паза	a	0,0050	м
14	Длина паза	b	0,0051	м
15	Наружный диаметр колеса	D_2	0,61	м
16	Максимальная быстрота откачки	S_{max}	0,28	$м^3 / мин$
17	Начальный диаметр пазов колеса	D_1	0,46	м
18	Суммарная торцовая площадь пазов колеса	F	0,0743	$м^2$
19	Число пазов	z	251	----
	Уточненная суммарная торцовая площадь пазов колеса	F'	0,0944	$м^2$
20	Максимальная быстрота откачки	S_{max}	0,24	$м^3 / мин$
21	Площадь пазов	$F_{паз}$	0,0201	м
22	Газовыделение материалов Д-16 и Х18Н10Т со стороны	$Q_{вс}$	$0,36 \times 10^{-7}$	$\frac{м^3 \cdot Па}{с}$

	всасывания			
23	Газовыделения материалов Д-16 и Х18Н10Т между колесами	Q_{cp}	$0,34 \times 10^{-7}$	$\frac{м^3 \cdot Па}{с}$
24	Газовыделения материалов Д-16 и Х18Н10Т после последнего колеса	Q_{ϕ}	$0,81 \times 10^{-7}$	$\frac{м^3 \cdot Па}{с}$
25	Максимальное отношение давлений роторного диска с учетом $u_{рот}$	$\tau_{max_{рот}}$	1,743	----
26	Максимальное отношение давлений статорного диска с учетом $u_{стат}$	$\tau_{max_{стат}}$	1,745	----
27	Длина окружности рабочего колеса	$l_{окр}$	1,909	м
28	Длина пазов	$l_{паз}$	1,275	м
29	Пропускная способность кольцевого зазора между роторным колесом и корпусом	$u_{рот}$	0,003	$\frac{м^3}{с}$
30	Пропускная способность кольцевого зазора между статорным колесом и валом	$u_{стат}$	0,002	$\frac{м^3}{с}$
31	Быстрота действия перед форвакуумным насосом	S_{ϕ}	$0,77 \cdot 10^{-5}$	$\frac{м^3}{с}$
32	Число колес	n	19	----

10.6. Содержание пояснительной записки к курсовому проекту

Пояснительная записка к курсовой работе должна содержать:

1. Титульный лист. На титульном листе студент указывает: название ВУЗа, кафедры, курсовой работы, свои фамилию и имя, номер группы, фамилию и инициалы преподавателя, год написания работы

2. Содержание.

3. Условные обозначения и сокращения.

4. Введение.

5. Техническое задание на курсовой проект.

Приводятся все задаваемые величины, с указанием их численного значения и размерности.

6. Цель работы.

7. Пример расчета турбомолекулярного.

8. Схема насоса с указанием основных размеров.

9. Выводы.

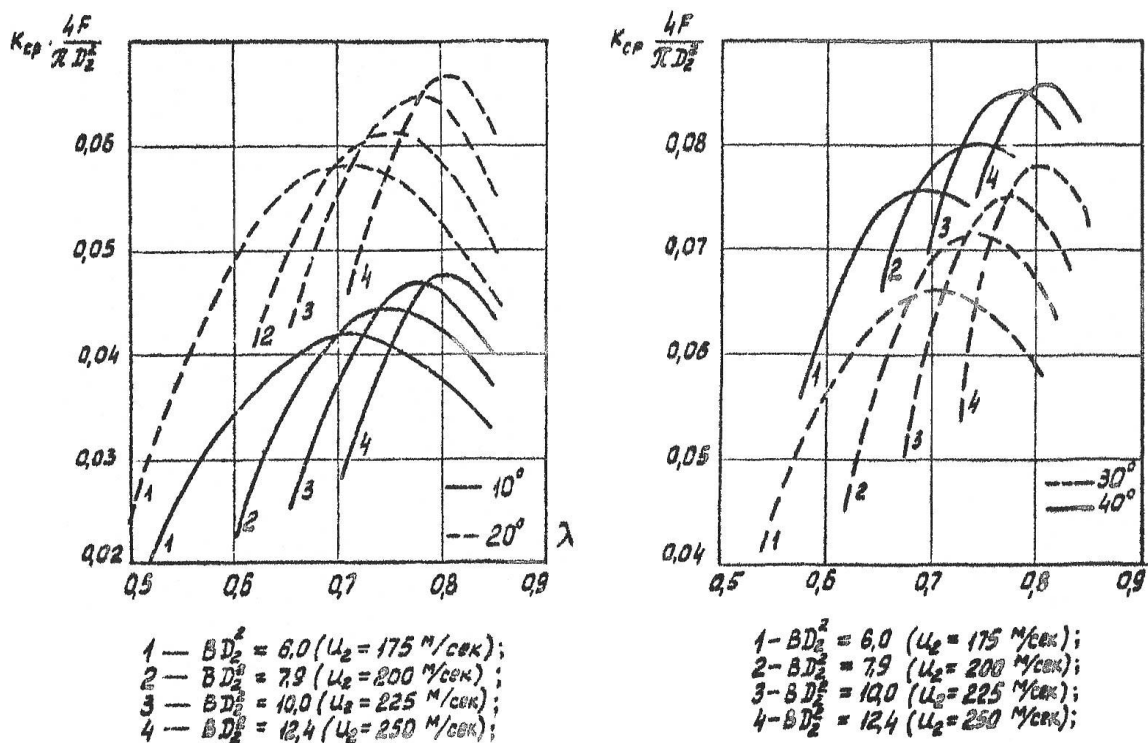
В выводах необходимо обратить внимание на основные показатели насоса.

10. Библиографический справочник.

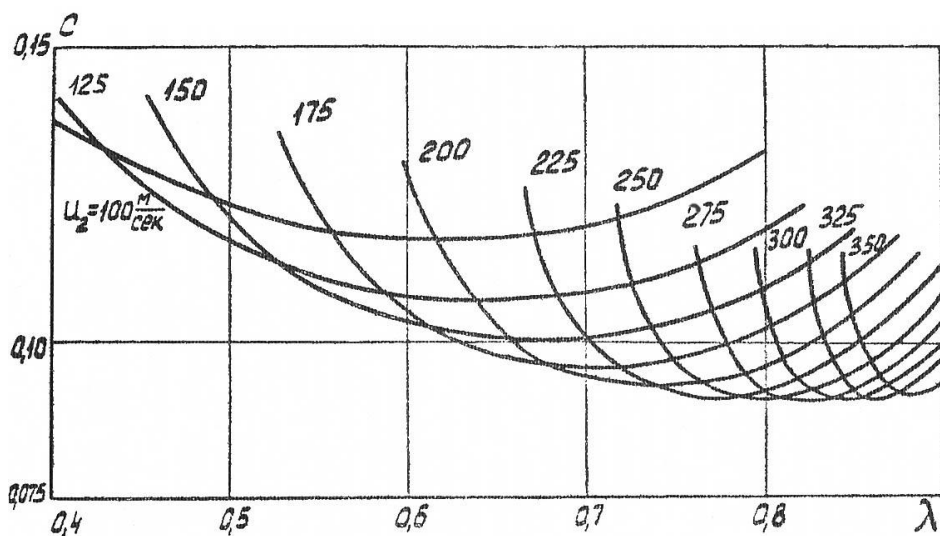
Все листы курсовой работы за исключением титульного листа должны иметь рамку.

Графическая зависимость изменения $k_{cp} \frac{4F}{\pi D_2^2}$ от отношения начального

диаметра пазов к наружному диаметру колеса при различных значениях BD_2^2 [10]



Изменение комплекса C зависимости от λ при различных значениях u_2 для рабочих колес, изготовленных из алюминиевого сплава Д-16 [10]



БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Волков, А.Н., Вакуумная техника. Методы, технологические процессы и оборудование для нанесения покрытий. [Текст]. Учеб. Пособие. – СПб.: Изд-во СПбГТУ. 1996. – С. 44.
2. Григорьев, О.Л., Высокопроизводительные турбомолекулярные насосы. [Текст]. Препринт. НИИ электрофиз. аппаратуры им. Д.В. Ефремова. 1989.
3. Кеменов, В. Н., Вакуумная техника и технология. [Текст]. Учеб. пособие по курсу «Криовакуумная техника» для студентов, обучающихся по спец. «Техника и физика низких температур». 2002.
4. Курашов, В. И., Вакуумная техника: средства откачки, их выбор и применение. [Текст]. Учеб. Пособие. 1997.
5. Пипко, А.И. Конструирование и расчет вакуумных систем. [Текст]. 3-е изд., перераб. и доп. — Москва: Энергия. 1979. — С. 504.
6. Розанов, Л.Н. Вакуумная техника: Конспект лекций. [Текст]. ЛПИ им. М.И.Калинина. — Ленинград. 1971.
7. Розанов, Л.Н. Вакуумная техника. [Текст]. Учеб. для вузов. 2-е изд., перераб. и доп. — Москва: Высш. шк. 1990. — С. 320.
8. Розанов Л.Н. Современное состояние физики вакуума. [Текст]. Вакуумная техника и технология./ Университетское вакуумное общество. Академия наук республики Беларусь. Тезисы докладов семинара «Вакуумная техника и технология 2008». — СПб., 2008. — Т.18, №2. — С. 57-58.
9. Фролов, Е.С. Вакуумные системы и их элементы. Справочник – атлас. Под ред. В.Д. Лубенца. [Текст]. — М.: Машиностроение. 1968. — С. 191.

10. Фролов, Е. С. Теория и расчет турбомолекулярных вакуум-насосов. [Текст]. — М.: Машиностроение. 1975 . — С. 140.
11. Фролов, Е. С. Турбомолекулярные вакуум-насосы. [Текст]. — М.: Машиностроение. 1980. — С. 119.
12. Фролов Е.С., Вакуумная техника. Справочник. [Текст]. — 2-е изд., перераб. и доп .— М. : Машиностроение. 1992 .— С. 471.
13. Шешин, Е. П. Вакуумные технологии. Учебное пособие. [Текст]. — Долгопрудный: Интеллект. 2009. — С. 501.
14. Pril Danielson. Sorting out the Turbo, Drag, and Turbo/Drag Pump Family. [Текст]. A journal of Practical and Useful Vacuum Technology.

ИНТЕРНЕТ РЕСУРСЫ

15. <http://www.ckbm.ru/product/tmn.html>.
Центральное конструкторское бюро машиностроения. Официальный сайт.
16. <http://www.gas-granat.ru/nasos2.php>. Центр физико-технических исследований «Аналитик». Официальный сайт.
17. http://www.invac.ru/catalogue/05-turbomolecular_pumps.shtml.
Компания «Интек». Официальный сайт.
18. http://www.blms.ru/turbomolekulyarnye_nasos. Фирма «BLM». Официальный сайт.
19. <http://www.bmius.com/servlet/-strse-2469/Airco-Temescal-Elettrorava-Frequency/Detail>. Temescal и Elettrorava. Официальный сайт.

Солдатова Кристина Валерьевна

**ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА
ТУРБОМОЛЕКУЛЯРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА**

Учебное пособие

Лицензия ЛР № 020593 от 07.08.97

Налоговая льгота – Общероссийский классификатор продукции
ОК 005-93, т. 2; 95 3005 – учебная литература

Подписано в печать 01.06.11. Формат 60×84/16. Печать цифровая.

Усл. печ. л. 7,25. Уч.-изд. л. 7,25. Тираж 24 экз.

Отпечатано с готового оригинал-макета, предоставленного автором,
в Цифровом типографском центре Издательства Политехнического
университета.

195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29.

Тел.: (812) 550-40-14

Тел./Факс: (812) 297-57-76