

М 498136

Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции,
ордена Трудового Красного Знамени
государственный технический университет имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

ПЕРЕСЛАВЦЕВ Александр Васильевич

УДК 621.521

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ВЛИЯНИЯ УЧЕТА КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК НА ОТКАЧНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
РАБОЧЕГО КОЛЕСА ТУРБОМОЛЕКУЛЯРНОГО ВАКУУМНОГО НАСОСА

05.04.06 Вакуумная, компрессорная техника
и пневмосистемы.

Автореферат
диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Москва - 1991

Работа выполнена в Конструкторском бюро "Салют" Научно -
производственного объединения экспериментального машиностроения.

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор Е.С.Фролов.

Официальные оппоненты: доктор физико-математических наук
профессор М.И.Риселёв,
кандидат технических наук
Ю.М.Пустовойт.

Ведущая организация - Научно-производственное объединение
"Вакууммашприбор".

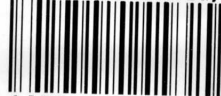
Защита состоится "___" _____ 1991 г. в ____ час. ____ мин.
на заседании специализированного совета К.053.15.07 в Московском
ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции, ордена Трудового
Красной Знамени государственном техническом университете имени
Н.Э.Баумана по адресу: г. Москва, 2-я Бауманская улица, дом 5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского
государственного технического университета имени Н.Э.Баумана.

Автореферат разослан "___" _____ 1991 г.

Учёный секретарь
специализированного совета

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1498136

Переславцев А.В. Теоретический

М 498136

Актуальность темы. В вакуумных системах современных промышленных и научно-исследовательских установок для получения и поддержания высокого вакуума используются турбомолекулярные вакуумные насосы (ТМН). Низкое предельное давление, высокая быстрота действия, практически независимость от рода откачиваемого газа, широкий диапазон рабочих давлений, отсутствие загрязнения откачиваемого объема — все эти преимущества обеспечивают широкое применение ТМН и их дальнейшее совершенствование.

При проектном расчете лопаточного рабочего колеса ТМН, обычно, задан коэффициент запаса на растяжение в корневом сечении лопатки λ и принимают отношение диаметра рабочего колеса по корневому сечению лопаток D_1 к его наружному диаметру D_2 $\lambda=0,5-0,7$. Такой выбор объясняется необходимостью обеспечить прочность лопаток в случае возникновения колебаний.

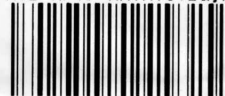
Снижение коэффициента запаса на растяжение в корневом сечении лопатки позволяет увеличить окружную скорость рабочего колеса и, тем самым, повысить откачные характеристики ТМН. Учет возможности возникновения колебаний лопаток при расчете рабочего колеса оказывает влияние на выбор его геометрических параметров и на его откачные характеристики. В данной работе проведено исследование влияния учета возможности возникновения колебаний лопаток на откачные характеристики рабочего колеса ТМН.

Цель диссертационной работы состояла в повышении эффективности лопаточного рабочего колеса ТМН путем обоснованного выбора коэффициента запаса на растяжение в корневом сечении лопатки и учета возможности возникновения колебаний лопаток, разработке методики расчета основных размеров лопаточного рабочего колеса ТМН, обеспечивающей отсутствие превышения допустимых напряжений и учитывая возможность возникновения колебаний лопаток.

Для достижения цели применялись расчетно-аналитические методы исследования. Для подтверждения полученных аналитических зависимостей был создан экспериментальный стенд. В ходе решения поставленной задачи были рассмотрены следующие вопросы:

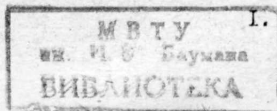
- 1). Основные закономерности колебаний лопаток.
- 2). Возбуждение колебаний лопаток ТМН, напряжения, возникающие при колебаниях, взаимосвязь этих напряжений, определение допустимых напряжений растяжения в корневом сечении лопатки при возникновении колебаний.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1498136

Переславцев А.В. Теоретиче...



3). Теоретическая объемная модель процесса переноса молекул откачиваемого газа межлопаточным каналом рабочего колеса, основанная на использовании метода Монте-Карло.

4). Определение основных размеров лопаточного рабочего колеса ТМН с учетом возможности возникновения колебаний лопаток и напряжений на внутреннем диаметре рабочего колеса.

5). Экспериментальное исследование колебаний ротора ТМН. Научная новизна работы заключается в следующем:

1). Разработана теоретическая объемная модель процесса переноса молекул откачиваемого газа межлопаточным каналом рабочего колеса, основанная на использовании метода Монте-Карло.

2). Рассмотрены основные закономерности возбуждения колебаний лопаток рабочих колес ТМН.

3). Разработаны расчетно-аналитические методы обоснованного выбора коэффициента запаса на растяжение в корневом сечении лопатки, методы анализа эффективности рабочего колеса ТМН, учитывающие возможность возникновения колебаний лопаток. Показана возможность превышения эффекта вности рабочего колеса ТМН.

4). Экспериментальными методами показано, что ротор ТМН, совершает колебания с частотой вращения и с частотами, кратными ей.

Практическая ценность работы:

1). Обоснована возможность снижения коэффициента запаса на растяжение в корневом сечении лопатки рабочего колеса ТМН (до $k \geq 2$) при размещении собственной частоты колебаний лопаток между двух и трех кратными частотами вращения ротора.

2). Разработана методика расчета геометрических размеров лопаточного рабочего колеса ТМН, обеспечивающая отсутствие превышения допустимых напряжений и учитывающая возможность возникновения колебаний лопаток.

3). Даны рекомендации по выбору относительных геометрических параметров при проектном расчете рабочего колеса с учетом возможности возникновения колебаний лопаток.

4). Создан экспериментальный стенд для исследования колебаний ротора ТМН.

5). По предложенной методике рассчитано, изготовлено и испытано экспериментальное рабочее колесо ТМН с повышенной окружной скоростью ($U_2 = 433$ м/с, $k = 2.4$, коэффициент запаса по тангенциальным напряжениям на внутреннем диаметре рабочего колеса $k_\sigma = 1.22$). Показано, что для лопаток такого рабочего колеса обеспечивается

минимизация переменных напряжений, при колебаниях ротора ТМН.

6) Разработана программа (для персональной ЭВМ IBM PC AT) расчёта основных размеров лопаточного рабочего колеса ТМН, учитывающая возможность возникновения колебаний лопаток и напряжению на внутреннем диаметре рабочего колеса.

7). Использование предложенной методики для расчёта рабочих колёс насоса ТМНВ-5000, спроектированного на базе насоса ТМН-2500, позволило повысить быстроту действия насоса - в 1,75 раза по сравнению с прототипом при тех же габаритах и массе.

На защиту выносятся:

1. Основные закономерности колебаний лопаток рабочих колёс ТМН допустимые величины коэффициента запаса на растяжение в корневых сечениях лопаток, учитывающие переменные напряжения изгиба при колебаниях лопаток.

2. Теоретическая модель процесса переноса молекул откачиваемого газа межлопаточным каналом рабочего колеса, основанная на использовании метода Монте-Карло.

3. Методика расчёта основных размеров лопаточных рабочих колёс ТМН, обеспечивающая отсутствие превышения допустимых напряжений на внутреннем диаметре рабочего колеса и в корневом сечении лопатки, и размещение собственной динамической частоты колебаний лопаток между двух и трехкратной частотами вращения ротора.

4. Расчётно-теоретическое исследование возможности повышения эффективности рабочих колёс ТМН.

5. Экспериментальное исследование колебаний ротора ТМН.

Внедрение.

Результаты работы использованы в Центральном конструкторском бюро машиностроения (г. Ленинград) при разработке турбомолекулярного вакуумного насоса ТМНВ-5000.

Апробация работы.

Материалы работы докладывались на всесоюзном семинаре "Состояние и перспективы развития турбомолекулярных насосов" (г. Суздаль, декабрь 1988 г.)

Публикации.

По материалам работы опубликованы 2 статьи и 2 депонированные работы.

Структура и объём диссертации.

Диссертационная работа состоит из введения, четырёх глав, заключения и списка цитируемой литературы. Она содержит 119 стра-

ниц машинописного текста, 57 рисунков, 24 таблицы, список литературы включает 30 наименований. Всего в диссертации 177 страниц по сквозной нумерации.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ.

Во введении обосновывается необходимость данной работы, дается постановка задачи.

В главе I приводится обзор литературы по вопросам колебаний и прочности лопаток турбомашин в приложениях их к лопаткам рабочих колес ТМН.

Колебания лопаток турбомашин являются следствием вращения ротора. В лопаточных машинах (газовые и паровые турбины, турбокомпрессоры) возбуждение колебаний лопаток является следствием периодического воздействия на них газового потока. В ТМН, при молекулярном или молекулярно-вязкостном режиме течения газа колебания лопаток могут возникать при колебаниях ротора насоса.

Практика эксплуатации ТМН показывает возможность возникновения колебаний ротора и существование зон его неустойчивого движения. При вращении ротора остаточный дисбаланс вызывает его прямую синхронную прецессию. На практике, на прямую синхронную прецессию может накладываться низкочастотная прецессия. В этом случае, в системе координат, вращающейся с угловой скоростью ротора вокруг нейтральной оси, ротор будет совершать колебания с частотой ω , где ω - угловая скорость рабочего колеса.

При различии жесткостей опор ротора во взаимно-перпендикулярных направлениях может иметь место самоподдерживающаяся обратная эллиптическая прецессия. В этом случае, при критической скорости обратной прецессии в системе координат, вращающейся с угловой скоростью ротора вокруг нейтральной оси, ротор будет совершать колебания с частотой $\omega \approx \omega_k^*$, где ω_k^* - критическая скорость обратной прецессии.

Шарикоподшипниковые опоры ротора могут быть источником его колебаний с частотами, кратными частоте вращения.

Чтобы избежать резонансных колебаний, собственная частота колебаний лопаток должна быть выше удвоенной частоты вращения ротора. В ТМН существует вероятность аварийных режимов и, следовательно, возбуждения колебаний лопаток периодическим газовым потоком, то есть, частота колебаний лопаток не должна быть кратной частоте вращения ротора. Таким образом, геометрия лопатки рабоче-

го колеса должна выбираться такой, чтобы обеспечить расположение ее собственной динамической частоты колебаний между двух и трехкратной к частоте вращения ротора частотами.

Для рабочего колеса ТМН, с линейно изменяющимися шириной и толщиной лопаток напряжение растяжения в корневом сечении лопатки под действием центробежной силы определяется:

$$\sigma_p = \rho U_z^2 \Gamma_{\lambda} \quad (1)$$

где $\Gamma_{\lambda} = \frac{1}{(1-\lambda)^2} \left\{ \frac{1-\lambda^4}{4} (\theta-1)(\psi-1) + \frac{1-\lambda^3}{3} [(\theta-1)(1-\lambda\psi) + (\psi-1)(1-\lambda\theta)] + \frac{1-\lambda^2}{2} (1-\lambda\theta)(1-\lambda\psi) \right\}$. $\lambda = D_1/D_2$; $\theta = H_2/H_1$; $\psi = h_2/h_1$; U_z - окружная скорость рабочего колеса, H_1 и H_2 - толщины рабочего колеса на диаметрах D_1 и D_2 , соответственно, h_1 и h_2 - толщины лопатки в корневом сечении и на конце, для рабочего колеса с лопатками постоянной ширины и толщины: $\Gamma_{\lambda} = (1-\lambda^2)/2$.

При одновременном нагружении лопатки постоянным растягивающим и переменным изгибающим усилиями, как это имеет место при колебаниях лопатки вращающегося рабочего колеса, важной характеристикой материала является предел усталости, а также усталостная диаграмма - зависимость предела усталости (амплитудного напряжения) σ_a от среднего значения напряжения растяжения σ_m .

Таким образом, допустимое напряжение растяжения и допустимое переменное напряжение изгиба взаимосвязаны, и связь между ними выражается через усталостную диаграмму материала.

В главе 2 определяется допустимая величина коэффициента запаса на растяжение в корневом сечении лопатки.

Сила, действующая на единицу массы лопатки и вызывающая ее колебания при колебаниях ротора определяется выражением:

$$f = \Gamma \rho^2 \cos(pt) \bar{f} \quad (2)$$

где $\bar{f} = \frac{1+\lambda}{4} \varepsilon_m \cos \alpha \sin \varphi + (\zeta_m/D_2) \sin \alpha \cos \varphi$, ε_m и ζ_m - максимальные величины угла наклона и смещения оси вращения рабочего колеса от среднего положения, α - угол установки лопаток. Максимум f (при $0 < \varphi < 90^\circ$) вычисляется: $\varphi_m = \arctg[(1+\lambda) \varepsilon_m D_2 / (4 \zeta_m \tan \alpha)]$.

Выражение для максимального напряжения изгиба в корневом сечении лопатки при нерезонансных колебаниях, полученное на основании решения дифференциального уравнения колебаний лопатки:

$$\sigma_{\text{и max}} = \frac{2E_M \delta}{(1-\lambda)^2 |z^2 - j^2|} \cdot \frac{j^2 \int_0^1 Z_1(\bar{z}) d\bar{z}}{\int_0^1 Z_1(\bar{z})^2 d\bar{z}} Z_1''(\bar{z}) \bar{f} \quad (3)$$

где $Z_1(\bar{z})$ - функция, описывающая форму изогнутой оси лопатки при колебаниях, вычисляемая методом последовательных приближений, $j = p_B / \omega$ - относительная частота силы, возбуждающей колебания.

Выражения (4) для определения относительной собственной динамической частоты колебаний $\xi = p_c / \omega$ и (5) - относительной толщины лопатки в корневом сечении $\delta = h_1 / D_2$ с заданным ξ , получены на основе энергетического метода.

$$\xi^2 = \frac{E_M \delta^4 q^2 (q-1)^2 \Gamma_1 / (2q+1) + \Gamma_4 / 2q + \Gamma_5 (2q-1) + \Gamma_6 / (2q-2) + 1 / (2q-3)}{\rho U^2 \delta^4 \frac{3(1-\lambda)^4}{\Gamma_1 / (2q+3) + \Gamma_2 / (2q+2) + 1 / (2q+1)} + \frac{q^2}{2q-1} \left[1 + \frac{\lambda}{1-\lambda} \frac{\Gamma_1 / (2q+2) + \Gamma_2 / (2q+1) + 1 / 2q}{\Gamma_1 / (2q+3) + \Gamma_2 / (2q+2) + 1 / (2q+1)} \right] - \sin^2 \alpha}, \quad (4)$$

$$\delta = \frac{1}{2} \Gamma_6 \sqrt{\rho / E_M}, \quad (5)$$

$$\text{где } \Gamma_6 = \sqrt{\frac{\xi^2 + \sin^2 \alpha - \frac{q^2}{2q-1} \left[1 + \frac{\lambda}{1-\lambda} \frac{\Gamma_1 / (2q+1) + \Gamma_2 / (2q+1) + 1 / 2q}{\Gamma_1 / (2q+3) + \Gamma_2 / (2q+2) + 1 / (2q+1)} \right]}{\frac{q^2 (q-1)^2 \Gamma_2 / (2q+1) + \Gamma_4 / 2q + \Gamma_5 / (2q-1) + \Gamma_6 / (2q-2) + 1 / (2q-3)}{(1-\lambda)^4 \frac{\Gamma_1 / (2q+3) + \Gamma_2 / (2q+2) + 1 / (2q+1)}{\Gamma_1 / (2q+3) + \Gamma_2 / (2q+2) + 1 / (2q+1)}}}}$$

$\Gamma_1 = (\psi-1)(\theta-1)$, $\Gamma_2 = (\psi-1)(\theta-1)$, $\Gamma_3 = \Gamma_1(\psi-1)^2$, $\Gamma_4 = (\psi-1)^2 [(\psi-1) + 3(\theta-1)]$, $\Gamma_5 = 3\Gamma_2(\psi-1)$, $\Gamma_6 = 3(\psi-1) + (\theta-1)$. Для $\theta=1$, $\psi=1$:

$$\Gamma_6 = \sqrt{\frac{3(1-\lambda)^4}{q^2 (q-1)^2} \frac{2q-3}{2q+1} \left\{ \xi^2 + \sin^2 \alpha - \frac{q^2}{2q-1} \left[1 + \frac{\lambda}{1-\lambda} \frac{2q+1}{2q} \right] \right\}} \quad \text{и}$$

$$\xi^2 = \frac{E_M \delta^4 q^2 (q-1)^2}{\rho U^2 \delta^4 \frac{3(1-\lambda)^4}{2q+1} + \frac{2q+1}{2q-3} + \frac{q^2}{2q-1} \left(1 + \frac{\lambda}{1-\lambda} \frac{2q+1}{2q} \right) - \sin^2 \alpha}.$$

Для определения ξ по (6) (δ по 7) следует найти максимум ξ (минимум δ) при различных $1,5 < q \leq 2,6$. Действительное значение ξ меньше вычисленного не более, чем на 12% при $(1-\lambda)/\delta \geq 17,3$ и на 2% при $(1-\lambda)/\delta \geq 14,6$.

Чтобы избежать резонансных колебаний лопаток величину ξ при определении δ следует выбирать из: $0,88\xi - 2 = 3 - 0,98\xi$ и $\xi \approx 7$.

На основании эмпирической зависимости, описывающей усталостную диаграмму материала, получено выражение для вычисления допустимого значения коэффициента запаса на растяжение, обеспечивающего необходимый предел усталости материала:

$$k = (\sigma_{02} / \sigma_B) \left[1 - (\sigma_a / \sigma_{-1})^m \right]^{1/m} \quad (8)$$

где $m = 2,2\eta(1-\eta)(\sigma_a / \sigma_{-1})^{2-1,2\eta}(1-\eta)(\sigma_a / \sigma_{-1}) + \eta^2(2,2-1,2\eta)$, $\eta = (\sigma_{-1} + \sigma_{02}) / \sigma_B$, σ_B и σ_{02} - пределы прочности и текучести материала, σ_a - предел усталости материала (амплитудное значение перемен-

той составляющей) при напряжении растяжения σ_{02}/k .

Для допустимого переменного напряжения $[\sigma_n] = \sigma_{\text{Иммах}}$:

$$\sigma_a = k_a k_\sigma \sigma_{\text{Иммах}} / (\epsilon_M \beta_n), \quad (7)$$

где k_a — коэффициент запаса по переменным напряжениям, k_σ — коэффициент концентрации напряжений, ϵ_M — масштабный фактор, β_n — коэффициент качества поверхности.

Для вычисления допустимой величины коэффициента запаса на растяжение в корневом сечении лопатки k , при которой обеспечивается необходимыми предел усталости, следует: задать силу, возбуждающую колебания лопатки ($\bar{r}$ и j); задать материал рабочего колеса ($E_M, \rho, \nu, \sigma_{02}, \sigma_{-1}$); задать его геометрические параметры (α, λ, ψ, e); задать начальное значение k ; вычислить окружную скорость:

$$U_z = \sqrt{\sigma_{02} / (\gamma_L k \rho)}, \quad (8)$$

задаваясь собственной относительной динамической частотой колебаний ξ найти относительную толщину лопатки δ по (5); методом последовательных приближений найти функцию, описывающую форму изогнутой оси лопатки и максимальное значение переменного напряжения изгиба $\sigma_{\text{Иммах}}$ по (3); найти необходимый предел усталости σ_a по (7); вычислить новое k по (8); задаваясь полученным k , повторить весь цикл вычислений и так до достижения заданной точности.

По данной методике расчёта были проведены вычисления величины коэффициента запаса k при низкочастотной прецессии ротора на номинальных оборотах ($p \approx \omega$) для различных вариантов геометрии рабочего колеса из сплавов Д-16, АК-4, В-95 и ВТ-8. Величины ϵ_m и ξ_m определялись в предположении полного сжатия упругих элементов опор ротора для разных конструкций ТМН ($j=1$, в среднем $\bar{r}=10^{-3}$; $k_a=1.5$, $k_\sigma=1.85$, $\beta_n=0.9$, $\epsilon_M=1.0$). Результаты этих вычислений показывают, что необходимый предел усталости обеспечивается при $k \geq 1.53$ для алюминиевых сплавов и $k \geq 1.05$ для ВТ-8.

Аналогичные вычисления были выполнены для случая возбуждения колебаний лопаток при обратной синхронной прецессии ротора на критической скорости: обратной прецессии ($p=2\omega_k^*$, $j=2$, для $\omega_k^*/\omega=0.9$, $\bar{r}=3 \cdot 10^{-4}$ и $\omega_k^*/\omega=0.5$, $\bar{r}=10^{-3}$). Результаты этих вычислений показывают, что необходимый предел усталости материала обеспечивается при $k \geq 1.93$ для алюминиевых сплавов и при $k \geq 1.45$ для ВТ-8, для $e=1$ и $\psi=1$, соответственно, при $k \geq 1.82$ и $k \geq 1.38$.

Вычисления коэффициента запаса k для рабочих колёс ТМН с горизонтальной осью вращения показали, что во возбуждении колебаний лопаток полем силы тяжести можно пренебречь.

Таким образом, коэффициент запаса на растяжение в корневом сечении лопатки, при котором предел усталости материала достаточен для обеспечения прочности лопаток в случае возбуждения колебаний, составляет $k=2$ для алюминиевых сплавов и $k=1.5$ для титанового сплава ВТ-8 при условии размещения собственной динамической частоты колебаний лопаток между двух и трёхкратной к частоте вращения ротора частотами.

В главе 3 приведена методика расчёта рабочего колеса ТМН с учётом возможности возникновения колебаний лопаток.

Известен ряд теоретических моделей для расчёта параметров теоретической откачной характеристики рабочего колеса ТМН: максимальной частоты откачки $S_{\max}$ и максимального отношения давлений $\tau_{\max}$. Достаточно надёжные результаты даёт теоретическая модель Савады. Изменение скорости и геометрии межлопаточного канала по высоте лопатки учитывается зависимостями:

$$S_{\max} = \frac{18.2\pi\sqrt{T/M}}{a_1/b_1 + h_1/H_1} \cdot \left[\left(\frac{1}{b_1} + \frac{1}{H_1} \cdot \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda} \right) \int_0^{\bar{x}} \bar{x} k_{1x} d\bar{x} - \lambda \frac{1}{H_1} \cdot \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda} \int_0^{\bar{x}} k_{1x} d\bar{x} \right], \quad (\text{м}^3/\text{с}) \quad (9)$$

$$\tau_{\max} = \frac{\left(\frac{a_1}{b_1} + \frac{h_1}{H_1} \cdot \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda} \right) \int_0^{\bar{x}} \bar{x} k_{1x} d\bar{x} - \lambda \frac{1}{H_1} \cdot \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda} \int_0^{\bar{x}} k_{1x} d\bar{x}}{\left(\frac{1}{b_1} + \frac{1}{H_1} \cdot \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda} \right) \int_0^{\bar{x}} \bar{x} k_{2x} d\bar{x} - \lambda \frac{1}{H_1} \cdot \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda} \int_0^{\bar{x}} k_{2x} d\bar{x}}, \quad (10)$$

где a_1/b_1 - относительная ширина межлопаточного канала в корневом сечении лопаток; $\bar{x}=2x/D_2$ - безразмерный текущий радиус; k_{1x} , k_{2x} и k_x - вероятности переноса молекул откачиваемого газа межлопаточным каналом - в направлении откачки, в противоположном направлении и результирующая, соответственно, вычисленные для относительной ширины межлопаточного канала на радиусе $\bar{x}$: $\left(\frac{a}{b}\right)_{\bar{x}} = \frac{1-\lambda}{\bar{x}(\theta-1) + (1-\lambda\theta)} \cdot \left[\bar{x}/\lambda \left(a_1/b_1 \right) + \left(r_1/H_1 \right) \frac{(1-\lambda\psi)}{\lambda(1-\lambda)} (\bar{x}-\lambda) \right]$, относительной скорости $c_x = \bar{x}u_x/V_H$ (V_H - наиболее вероятная скорость молекул откачиваемого газа).

Для того, чтобы иметь возможность рассчитывать параметры теоретической откачной характеристики рабочего колеса с лопатками произвольной формы (при расчёте рабочего колеса с учётом возможности возникновения колебаний лопаток) была разработана объёмная модель процесса переноса молекул откачиваемого газа межлопаточным каналом рабочего колеса, основанная на использовании метода Монте-Карло, в которой не сделано каких-либо допущений в сравнении с молекулярно-кинетической теорией газов.

Взаимодействие молекул газа с поверхностями описывается

функцией распределения:

$$V(v) \cdot V(\beta_M) \cdot \Phi(\varphi_M) \quad (11)$$

где $V(v) = 0,5 [m / (k_B T)]^{3/2} \exp[-mv^2 / (2k_B T)]$ — распределение молекул, взаимодействующих с поверхностью, по скоростям, m — масса молекулы, k_B — постоянная Больцмана, T — температура газа (K), v — скорость молекулы; $V(\beta_M) = \sin 2\beta_M$ — распределение молекул по полярному углу, $\Phi(\varphi_M) = 1/(2\pi)$ — распределение молекул по азимутальному углу.

Начальная точка на входной поверхности и направление траектории молекулы в межлопаточном канале вычисляются при помощи датчика случайных чисел и функций распределения. Точка окончания траектории определяется совместным решением уравнений траектории молекулы и уравнений поверхностей, ограничивающих канал. Последовательное рассмотрение n траекторий из которых n_1 оканчивается на выходной поверхности даёт вероятность перехода молекулы через межлопаточный канал. И, следовательно:

$$S_{\max} = 36,38 \frac{m D_2^2}{4} (1-\lambda) \frac{(1-\lambda) \alpha_1 / b_1 + (1-\psi) h_1 / H_1}{\alpha_1 / b_1 + h_1 / H_1} (k_1 - k_2) \sqrt{\frac{T}{M} \left(\frac{M}{G} \right)^3}, \quad T_{\max} = \frac{k_1}{k_2}.$$

Расчет параметров теоретической откачной характеристики рабочего колеса методом Монте-Карло связан со значительными затратами машинного времени, что затрудняет использование объемной модели для проведения оптимизационных расчетов. Дальнейшие расчеты проводились, в основном, по выражениям (9) и (10) в сочетании с моделью Савады.

Для того, чтобы вычислить основные размеры рабочего колеса ТМН с учетом возможности возникновения колебаний лопаток, следует: задавшись материалом ($E_M, \rho, \sigma_{0.2}$) и геометрией рабочего колеса ($\lambda, \psi, \theta, \alpha_1/b_1, \alpha, \Delta = H_1/D_2$), вычислить окружную скорость U_2 по (8); принимая относительную частоту колебаний $\xi = 2,7$, вычислить относительную толщину лопатки δ по (5); для заданного значения $S_{\max}$ (при известных M и T), вычислить D_2 :

$$D_2 = \sqrt{S_{\max} \left(\frac{\alpha_1 + \delta}{b_1 + \Delta} \right) 18,2\pi \sqrt{\frac{T}{M}} \cdot \left[\left(\frac{\alpha_1 + \delta}{b_1 + \Delta} \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda} \right) \int_{\lambda}^1 \sqrt{x} dx - \lambda \frac{\delta}{\Delta} \frac{1-\lambda\psi}{1-\lambda} \int_{\lambda}^1 \sqrt{x} dx \right]} : (M) \quad (12)$$

$$\text{вычислить число лопаток } z_L = \lambda n \cdot \sin \alpha / [\delta (\alpha_1/b_1 + \delta/\Delta)], \quad (13)$$

$$\text{и действительную величину } \alpha_1/b_1 = \lambda n \cdot \sin \alpha / (\Delta \cdot z_L) - \delta/\Delta; \quad (14)$$

$$\text{вычислить геометрические размеры: } D_1 = \lambda D_2; \quad H_1 = \Delta D_2; \quad H_2 = \theta H_1; \quad h_1 = \delta D_2; \quad h_2 = \psi h_1.$$

С целью исследования влияния коэффициента запаса k на откачную характеристику рабочего колеса и выбора рациональных значений

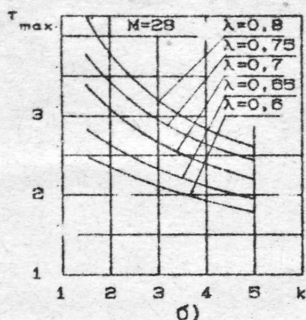
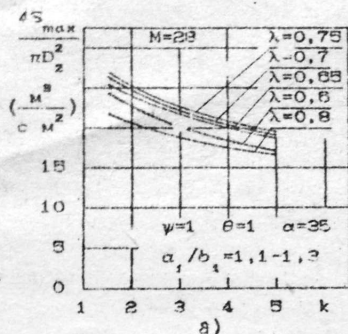


Рис.1. Зависимости комплекса $4S_{\max} / (\pi D_2^2)$ и величины $\tau_{\max}$ от принятого в расчёте коэффициента запаса на растяжение (в корневом сечении лопатки) для рабочих колёс из сплава АЛ-4 для газа с $M=28$ (при $T=293K$).

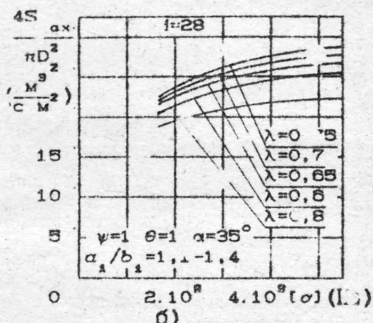
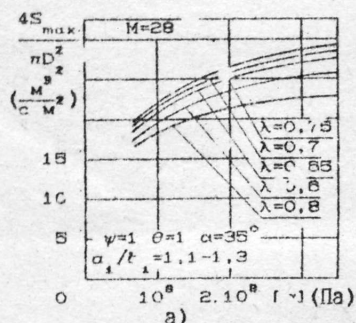


Рис.2. Зависимости комплекса $4S_{\max} / (\pi D_2^2)$ и величины $\tau_{\max}$ от допустимого напряжения растяжения в корневом сечении лопатки для газа с $M=28$ ($T=293K$): а) для алюминиевых сплавов; б) для титанового сплава.

тов геометрии был проведен расчёт комплекса $4S_{\max} / (\pi D_2^2)$ значения $\tau_{\max}$ при изменении геометрических параметров $\lambda=0.6-0.8$; $\psi=0.8-1.4$; $\psi=0.2-1.0$; $\alpha=5-35^\circ$ для сплавов Д-16, АЛ-4, З-С и ВТ-8 и газов с $M=2$, $M=28$ и $M=40$ при $T=293K$ при изменении коэффициента запаса в пределах от $k=1.5$ до $k=5$.

На рис. 1 а и б приведены графические зависимости комплекса $4S_{\max} / (\pi D_2^2)$ и величины $\tau_{\max}$ от коэффициента запаса k для рабочих

колеса из сплава АК-4 ($\sigma_{0.2} = 3,43 \cdot 10^8$ Па, $E_M = 7,06 \cdot 10^{10}$ Па, $\rho = 2,77 \cdot 10^3$ кг/м³) для газа с $M=28$ при $T=293$ К ($\Delta=0,018$).

Проведенные расчеты показали, что:

- максимальная быстрота откачки рабочего колеса при уменьшении коэффициента запаса на растяжение в корневом сечении лопатки с $k=5$ до $k=2$ увеличивается в 1,22-1,49 раза и максимальное отношение давлений - в 1,08-1,42 раза;
- максимуму быстроты откачки соответствует $\lambda=0,63-0,73$;
- выигрыш в быстроте откачки от применения лопаток с уменьшающейся от корня к периферии толщиной составляет ~ 12%;
- применение лопаток с переменной шириной не дает выигрыша ни в быстроте откачки, ни в максимальном отношении давлений;
- значения $4S_{\max}/(\pi D_2^2)$ и $\tau_{\max}$ для рабочих колес из алюминиевого сплава В-95 и титанового сплава ВТ-8 при одинаковых значениях коэффициента запаса k - близки.

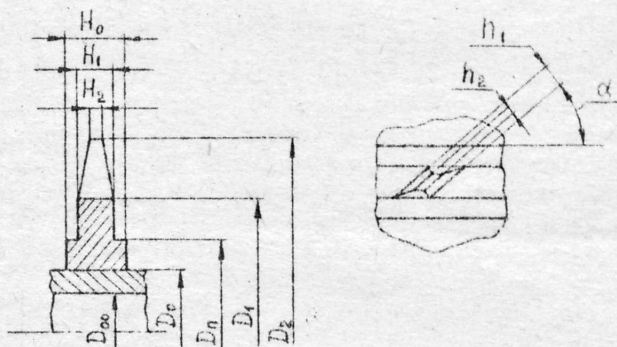


Рис.3. Рабочее колесо ТМН.

На рис.2 приведены графические зависимости комплексного $4S_{\max}/(\pi D_2^2)$ от допустимого напряжения растяжения в корневом сечении лопатки для рабочих колес из алюминиевых и титанового сплава. Анализ этих зависимостей показывает, что:

- существует напряжение - $(2,5-2,7) \cdot 10^8$ Па для алюминиевых сплавов и $\sim 1 \cdot 10^8$ Па для титановых сплавов - выше которого рост быстроты откачки существенно замедляется;
- применению титановых сплавов не дает выигрыша в быстроте откачки в сравнении с высокопрочными алюминиевыми сплавами.

Практическое применение вышеизложенной методики расчета

рабочего колеса ГИИ проблематично из-за того, что критичным оказывается напряжение на внутреннем диаметре рабочего колеса.

Для часто встречающейся конструкции ротора ГИИ с запрессованными на вал рабочими колёсами (рис.3) получены уравнения, позволяющие найти окружную скорость рабочего колеса, при которой обеспечивается допустимая величина тангенциального напряжения (15) и эквивалентного напряжения, обусловленного напрессовкой рабочего колеса на вал (16) на внутреннем диаметре рабочего колеса, расположение собственной динамической частоты колебаний лопаток между двух и трёхкратной к частоте вращения ротора частотами.

$$U_2^3 (\Gamma \cdot Q_A + Q_B) \rho \sqrt{\frac{E_M}{\rho}} \frac{\alpha_1}{b_1} \frac{\Delta}{F_6} - U_2 \sigma_{\text{до}} - \sigma_{\text{с}} \sqrt{\frac{E_M}{\rho}} \frac{\alpha_1}{b_1} \frac{\Delta}{F_6} = 0, \quad (15)$$

где $\Gamma_R = \Gamma_L / (\frac{\alpha_1}{b_1} \frac{\Delta}{F_6} + 1)$, $Q_A = 1 / (\lambda_0^2 Q_{HA})$, $Q_{HA} = Q_1 (Q_1 + Q_2) + Q_2 Q_0 \Delta_0 / \Delta$, $Q_B = \frac{3+\mu}{8Q_{HA}} \left[4\lambda^2 / \lambda_0^2 - 2Q_3 - \lambda_0^2 Q_4 (Q_1 - Q_2) - \lambda_0^2 \Delta_0 / \Delta \cdot Q_2 Q_0 \right] \frac{1+3\mu}{8} \lambda_0^2$, $Q_1 = \frac{1}{\lambda_0^2} [1 - \mu (1 - \frac{\Delta_0}{\Delta})]$, $Q_2 = \frac{1}{\lambda_{\text{II}}^2} [1 + \mu (1 - \frac{\Delta_0}{\Delta})]$, $Q_3 = \frac{\lambda^2}{\lambda_0^2} (1 - \frac{\Delta_0}{\Delta})$, $Q_4 = \frac{\lambda^2}{\lambda_0^2} [1 + \mu + (1 - \mu) \frac{\lambda^2}{\lambda_{\text{II}}^2}]$, $Q_5 = 1 - \lambda_{\text{II}}^2 / \lambda_0^2$, $Q_6 = 1 + \lambda_{\text{II}}^2 / \lambda_0^2$, $Q_7 = 1 / \lambda_0^2 + 1 / \lambda_{\text{II}}^2$; D_0 - внутренний диаметр рабочего колеса; D_{II} - диаметр рабочего колеса на переходе от толщины n_1 к толщине n_0 ; D_{00} - внутренний диаметр вала. Соответственно, относительные геометрические параметры рабочего колеса: $\lambda_{\text{II}} = D_{\text{II}} / D_0$; $\lambda_0 = D_0 / D_2$; $\Delta_0 = n_0 / D_2$; $\lambda_{00} = \Gamma \cdot D_0 / D_2$.

$$U_2^3 (\Gamma \cdot Q_{A2} + Q_{B2}) + U_2^2 Q_{C2} \frac{\alpha_1}{b_1} \frac{\Delta}{F_6} \sqrt{\frac{E_M}{\rho}} - U_2 \sigma_{\text{экв}} \frac{\alpha_1}{b_1} \frac{\Delta}{F_6} \sqrt{\frac{E_M}{\rho}} \cdot \sigma_{\text{экв}} = 0, \quad (16)$$

где: $Q_{A2} = 2\rho Q_{HA} / E_M \lambda_{\text{II}} Q_{HA}$, $Q_{B2} = \rho Q_{HA} / E_M \cdot \left\{ \frac{(3+\mu)}{Q} \cdot \left[\frac{4\lambda^2}{\lambda_0^2} - 2\lambda_0^2 Q_3 + \lambda_0^2 Q_4 [Q_2 (1-\mu) - Q_1 (1+\mu)] - \lambda_0^2 Q_5 \Delta_0 / \Delta [(1-\mu) / \lambda_{\text{II}}^2 + (1+\mu) / \lambda_0^2] \right] - \lambda_0^2 (1-\mu^2) \right\} - \rho \lambda_0 \left[\lambda_0^2 (1-\mu_{\text{II}}) + \lambda_{00}^2 (3+\mu) \right] / 4E_{MB}$,

$$Q_{HA} = \frac{2Q_{\lambda k} k_u^2}{\lambda_0 (Q_{\lambda k} - 1) \left[\frac{1-\mu+Q_{\lambda k} (1+\mu)}{E_{MB} Q_{\lambda k} - 1} \frac{\lambda^2 (1-\mu_{\text{II}}) + \lambda_{00}^2 (1-\mu_{\text{B}})}{E_{MB} (\lambda_0^2 - \lambda_{00}^2)} \right]} \cdot Q_{\lambda k} \frac{1 - (1-\mu) Q_v}{1 + (1+\mu) Q_v},$$

$Q_v = \frac{Q_{HA}}{[Q_2 (1-\mu) - Q_1 (1+\mu)] - Q_3 \Delta_0 / \Delta - [(1+\mu) / \lambda_0^2 + (1-\mu) / \lambda_{\text{II}}^2]}$, k_u - коэффициент запаса по оборотам.

Чтобы определить основные размеры рабочего колеса с учетом напряжений на внутреннем диаметре и возможности возникновения колебаний лопаток необходимо:

- Задать геометрические параметры: $\lambda_{00}, \lambda_0, \lambda_n, \Delta, \Delta_0, \psi, \theta, \alpha$; материал рабочего колеса: $E_M, \mu, \rho, \sigma_{02}$ и вала: E_{MB}, μ_B ; коэффициенты запаса: $k, k_0, k_{экр}, k_u$.

Для первого рабочего колеса - задать $S_{\max}$ и λ : вычислить геометрические параметры Γ_n и Γ_0 ; найти окружную скорость u_2 из (15), $\sigma_{10} = \frac{\sigma_{02}}{k_0}$; найти u_2 по (8); найти u_2 из (16), $\sigma_{экр} = \frac{\sigma_{02}}{k_{экр}}$; из трех u_2 выбрать меньшее и найти относительную толщину лопатки δ по (5), число лопаток z_n по (13) и действительную величину a_1/b_1 по (14); вычислить наружный диаметр D_2 по (12) и максимальное отношение давлений $\tau_{\max}$ по (10); вычислить геометрические размеры рабочего колеса: $D_1 = \lambda D_2$, $D_n = \lambda_n D_2$, $D_0 = \lambda_0 D_2$, $H = H_1 = \Delta D_2$, $H_0 = \Delta_0 D_2$, $H_2 = \theta H_1$, $h_1 = \delta D_2$, $h_2 = \psi h_1$ и вала - $D_{00} = \lambda_{00} D_2$.

Для последующих рабочих колес пакета задана окружная скорость u_2 , наружный диаметр D_2 ; найти λ по σ_{10} из (15); найти λ по $\sigma_{экр}$ из (16); из двух λ выбрать большее и найти δ по (7), число лопаток z_n по (13), действительную величину a_1/b_1 по (14); вычислить геометрические размеры; вычислить $S_{\max}$ и $\tau_{\max}$ по (9) и (10).

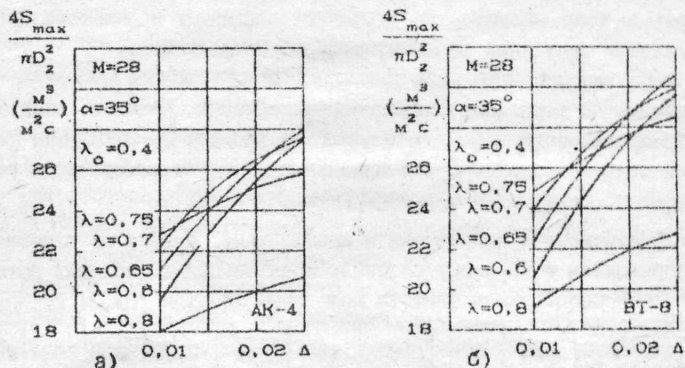


Рис. 4. Зависимости комплекса $4S_{\max} / (\pi D_2^2)$ от относительной толщины рабочего колеса $\lambda_n = 0.54-0.59$, $a_1/b_1 = 1.1-1.4$: а) сплав АК-4; б) сплав БТ-8.

Данная последовательность расчета реализована в программе WHEELSAW для персональной ЭВМ IBM PC AT, которая позволяет, также, провести оптимизацию λ , a_1/b_1 по максимуму $4S_{\max} / (\pi D_2^2)$ и λ_n по максимуму u_2 (по минимуму λ при заданном u_2).

По предложенной методике были выполнены расчеты комплекса

$4S_{\text{max}} / (\pi D_2^2)$ в зависимости от относительной толщины рабочего колеса из АК-4, Д-16, В-8, и ВТ-8. На рис.4 приведены результаты этих расчетов для газа с $m=28$ ($T=293K$).

Проведенные расчеты показали, что:

- увеличения скорости откачки рабочего колеса можно достичь увеличением толщины рабочего колеса;

- максимуму скорости откачки соответствует относительный диаметр $\lambda=0.55-0.75$ большим относительным толщинам рабочего колеса соответствуют меньшие значения относительного диаметра.

В главе 4 описаны экспериментальные исследования ТМН с повышенной структурной скоростью рабочих колес.

Рабочее колесо для экспериментального ТМН на базе насоса ТМН-2500 (ЦКБМ г. Ленинград) было рассчитано по предложенной методике, изготовлено и испытано. Окружная скорость $\omega=3,5$ м/с.

На экспериментальном стенде измерение перемещений ротора насоса при колебаниях осуществлялось двумя парами бесконтактных датчиков положения фирмы IGD в двух измерительных плоскостях ("верхней" и "нижней") и бесконтактным датчиком оборотов фирмы Брьюль и Кьер. В качестве вторичного прибора использовался двухканальный частотный анализатор фирмы Бюль и Кьер.

На основе измерений амплитуд и фаз колебаний ротора были вычислены гармонические напряжения в корневых сечениях лопаток экспериментального рабочего колеса. В таблице I приведены результаты этих вычислений при номинальных оборотах ротора (298 об/с).

Таблица I.

Переменные напряжения и коэффициент запаса по переменным напряжениям в корневых сечениях лопаток при колебаниях ротора.

Собственная частота колебаний лопаток 783,34 Гц

Частота колебаний ротора, Гц	596	896	1192	1492	1792	2088	2388	2684	2984
$\sigma_{\text{и макс}}$ Па	30500	33000	88900	55800	12400	13300	7410	5380	4920
k_a	1610	1490	555	877	3950	3690	6630	7777	9980

Проведенный эксперимент показал, что:

- обратная синхронная прецессия ротора не наблюдается;
- спектр колебаний ротора насоса содержит гармонические составляющие, кратные частоте вращения;
- переменные напряжения, возникающие в корневых сечениях лопаток рабочего колеса, рассчитанного по предложенной методике,

под воздействием колебаний ротора насоса пл. несрежимо малы.

- экспериментальное рабочее колесо с коэффициентами запаса: в растяжении в корневом сечении лопатки 2,4, по тангенциальным напряжениям на внутреннем диаметре 1,22 - работоспособно и обеспечивает высокую окружную скорость (433,5 м/с).

Предложенная в данной работе методика расчета была использована для расчета рабочих колес турбомолекулярного насоса ТМН-5000, спроектированного в ЦКБМ (г. Ленинград) на базе насоса ТМН-2500 в тех же габаритах и с той же массой. Спроектированный насос имеет ~ на 15% более высокую быстроту действия, чем прототип.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ.

1. Рассмотрены основные закономерности колебаний лопаток рабочих колес ТМН и показано, что основным источником возбуждения колебаний лопаток являются колебания ротора.

2. Показано, что коэффициент запаса на растяжение в корневом сечении лопатки рабочего колеса ТМН может быть снижен (с $k=3$ до $k=2$) при условии размещения собственной динамической частоты колебаний лопаток между двух и трех кратной частотами вращения ротора, что дает увеличение максимальной быстроты от качки рабочего колеса в 1,24-1,47 раза и, одновременно, повышение максимального отношения давлений, создаваемого рабочим колесом, в 1,15-1,87 раза.

3. Разработана теоретическая объемная модель процесса переноса молекул откачиваемого газа межлопаточным каналом рабочего колеса основанная на использовании метода Монте-Карло.

4. Разработана методика расчета основных размеров лопаточного рабочего колеса ТМН, обеспечивающая отсутствие превышения допустимых напряжений на внутреннем диаметре рабочего колеса и в корневом сечении лопатки, и размещение собственной динамической частоты колебаний между двух и трехкратной частотами вращения ротора.

5. Даны рекомендации по выбору геометрических параметров при проектировании рабочего колеса с учётом возможности возникновения колебаний лопаток.

6. Создан экспериментальный стенд для исследования колебаний ротора ТМН.

7. По предложенной методике рассчитано, изготовлено и испытано экспериментальное рабочее колесо ТМН с повышенной окружной

скоростью (433 м/с), и коэффициентом запаса на растяжение в корневом сечении лопатки $k=2.4$ (коэффициент запаса по тангенциальным напряжениям на внутреннем диаметре рабочего колеса $k_0=1.22$). Получено экспериментальное подтверждение расчетных зависимостей, позволяющих учесть возможность возникновения колебаний лопаток рабочего колеса, при проектировании.

8. Разработана программа расчета на ЭВМ основных размеров лопаточного рабочего колеса турбомолекулярного вакуумного насоса, учитывающая как возможность возникновения колебаний лопаток, так и напряжения на внутреннем диаметре рабочего колеса.

9. По предложенной методике выполнены расчеты расхожих колес турбомолекулярного вакуумного насоса ТМНВ-5000, спроектированного на базе насоса ТМН-2500, что позволило повысить скорость действия насоса ~ в 1.75 раза по сравнению с прототипом при тех же габаритах и массе.

Основные содержание диссертации изложено в следующих работах:

1. Переславцев А.В. Расчет характеристик расхожего колеса турбомолекулярного вакуумного насоса // Атомная энергия. - 1986. - Т. 61, вып.2. - С. 139 - 141.

2. Переславцев А.В. Учет возможности возникновения колебаний лопаток при расчете рабочего колеса турбомолекулярного вакуумного насоса // Вопросы атомной науки и техники. - Общая и ядерная физика / ЦНИИатоминформ. - 1988. - Вып. 4(44). - С. 27 - 32

3. Переславцев А.В. Коэффициент запаса на растяжение в корневом сечении лопатки рабочего колеса турбомолекулярного вакуумного насоса с учетом напряжения изгиба, возникающего при ее колебаниях. - М., 1986. - 12 с. - Рукопись деп. в ЦИТИХимнефтемаш 20 ноя. 1986, № 1621-хн.

4. Переславцев А.В. Определение основных размеров рабочего колеса турбомолекулярного вакуумного насоса с учетом возможности возникновения колебаний лопаток. - М., 1986. - 12 с. - Рукопись деп. в ЦИТИХимнефтемаш 20 ноя. 1986, № 1622-хн.

Объем 1 п.л. Тираж 100 экз.

Ротапринт КТУ, 2-я Бауманская улица, дом 5.

Подписано к печати 4.07.91. Заказ № 657.