

204 179 521
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

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

Инженер Инна Владиславовна АВТОНОМОВА

ИССЛЕДОВАНИЕ РОТАЦИОННЫХ
ЖИДКОСТНОКОЛЬЦЕВЫХ ВАКУУМ-КОМПРЕССОРОВ

(05.199 — Компрессорное и вакуумное машиностроение)

Диссертация написана на русском языке

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

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

Научный руководитель д. т. н., профессор Лубенец В. Д.

Официальные оппоненты:

д. т. н., профессор Епифанова В. И.,

к. т. н. Караганов Л. Т.

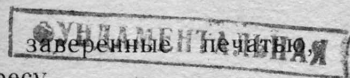
Ведущее предприятие — Бессоновский компрессорный завод.

Автореферат разослан « . . . » 1972 г.

Защита диссертации состоится « . . . » 1972 г.

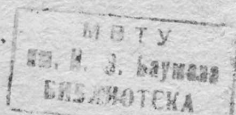
ергомашиностроительного
а по адресу:

аб., д. 1, корпус факуль-



дресу.

сь в библиотеке MBTU



Фролов Е. С.

DM 179524

В связи с бурным развитием химической, нефтяной и газовой промышленности особенно остро встал вопрос о производстве машин, которые сжимают газ без существенного увеличения температуры, без загрязнения его смазочными материалами, которые взрыво и пожаробезопасны в эксплуатации. Ротационные жидкостнокольцевые вакуум-компрессоры (РЖКВК) наиболее полно удовлетворяют этим требованиям. Кроме того, они обладают целым рядом преимуществ, основными из которых являются: высокая надежность; простота конструкции; дешевизна изготовления; простота обслуживания; возможность сжимать взрывоспасные и легковоспламеняющиеся газы; газы, содержащие пары, капелльную влагу, примеси пыли, песка и абразивных частиц. Расширение области применения этих машин привело к тому, что в качестве рабочей жидкости в них кроме воды начали широко применять органические жидкости, кислоты и масла, которые по своим физико-химическим свойствам резко отличаются от воды. Однако в настоящее время нет достаточно надежных теоретических работ, которые позволили бы рассчитать основные показатели РЖКВК при использовании в качестве рабочей жидкости жидкости, отличающейся по плотности и вязкости от воды.

Глава I. СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Анализ отечественных и зарубежных теоретических и экспериментальных исследований показал, что до настоящего времени основное внимание уделялось расчету формы внутренней поверхности жидкостного кольца, при этом во всех работах при расчете формы внутренней поверхности жидкостного кольца, а следовательно, и при расчете теоретической производительности физические свойства рабочей жидкости не учитывались (К.Пфлейдерер, В.Румянцев, Л.Каранов, И.Райзман, Э.Мац, В.Тетерюков, Г.Грабов, В.Фрайер и др.). В работе выполненной Ф.Ури в Льежском университете (Франция) показано, что в геометрически подобных РЖКВК подобны и формы внутренних поверхностей жидкостного кольца при соблюдении условия $Eu = idem$ при работе на воде. Э.Апанасенко (МИХМ) доказал, что этот вывод справедлив и для РЖКВК, работающих на жидкостях, плотность которых отличается от плотности воды, но вязкость равна вязкости воды. Кроме указанных

НИИ МГУ им. Н.Э.Баумана



1179521

Автономова И. В. Исследования

работ Ф.Ури и Э.Анасаненко исследование влияния свойств рабочей жидкости на характеристики РЖКВК посвящена работа Л.Носкиной, А.Цирлина и В.Румянцева "О влиянии удельного веса и вязкости рабочей жидкости на характеристику жидкостнокольцевого компрессора", которая носит чисто экспериментальный характер.

В работах (Л.Караганов, И.Райзман, Н.Консолас) по определению мощности гидродинамических потерь хотя и учитываются физические свойства рабочей жидкости, но не учитываются потери в колесах РЖКВК, что приводит к снижению точности при расчете мощности.

Исходя из требований промышленности и анализа ранее выполненных теоретических и экспериментальных работ, были определены цели и задачи данной работы: на базе физических представлений о рабочих процессах, теоретических и экспериментальных исследований разработать методику учета динамической вязкости при расчете теоретической и действительной производительности и мощности РЖКВК и дать теоретически и экспериментально обоснованные рекомендации по выбору таких параметров, как выходной угол лопаток колеса, относительный эксцентриситет и зазор и оптимальная окружная скорость колеса РЖКВК при работе на жидкостях с различной динамической вязкостью.

Глава II. АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ

Расчет теоретической производительности проводился, исходя из следующих допущений:

1. движение жидкости в РЖКВК установившееся;
2. вследствие неразрывности потока расход жидкости в любом сечении кольца постоянен;
3. давление газа на внутреннюю поверхность жидкостного кольца на стороне всасывания постоянно и равно давлению всасывания;
4. при движении жидкость не отрывается от внутренней поверхности корпуса РЖКВК и в ней нет обратных токов жидкости;
5. наименьшее сечение между втулкой рабочего колеса и корпусом полностью заполнено жидкостью;
6. лопатки рабочего колеса погружаются в жидкостное кольцо или касаются его при любом угле поворота рабочего колеса.

Средняя скорость жидкости в лопаточном пространстве определяется как $V_{ср1} = \omega \frac{r_2 + r}{2} \frac{M}{срК}$, а в безлопаточном пространстве — как $V_{ср2} = K u_2 \frac{M}{срК}$, где ω — окружная скорость колеса I/сек, r_2 — радиус колеса м, r — радиус-вектор поверхности жидкостного кольца, $u_2 = \omega r_2$ — окружная скорость колеса м/сек, K — скоростной коэффициент, который для безлопаточного пространства сечения I + I, где имеется наименьший зазор между колесом и корпусом и которое полностью заполнено жидкостью, равен $K_{II} = 0,5$, и для безлопаточного пространства сечения II + II, где имеется наибольший зазор между колесом и корпусом, равен K_{22} .

Зная скорость течения жидкости в сечении I + I и II + II, определяются расходы жидкости через эти сечения и радиус-вектор поверхности жидкостного кольца в сечении II + II:

$$r_{22} = r_2 \sqrt{v^2 - \frac{f \Delta}{\psi r_2} + \frac{2 K_{22} f}{\psi r_2} (2\epsilon + \Delta)} \quad \text{м}, \quad (1)$$

где $v = \frac{r_1}{r_2}$, r_1 — радиус ступицы колеса м, Δ — наименьший зазор между колесом и корпусом м, $f = \frac{b}{b_0}$, b — длина корпуса м, b_0 — длина колеса м, $\psi = (V_{кол} - V_{лот}) / V_{кол}$, $V_{кол}$ — объем колеса м³, $V_{лот}$ — объем лопаток м³, ϵ — эксцентриситет м.

Поскольку в пределах максимальной ячейки поверхность кольца незначительно отклоняется от цилиндрической, её можно аппроксимировать как цилиндрическую радиуса r_{22} . Тогда теоретическая производительность РЖВК выразится как

$$V_m = \pi (r_{22}^2 - r_1^2) b_0 \eta \psi = \pi b \eta r_2^2 [\delta (2K_{22} - 1) + 4K_{22} \epsilon] \quad , \quad (2)$$

где $\delta = \frac{\Delta}{r_2}$, $\epsilon = \frac{e}{r_2}$.

Как видно из уравнения (2) теоретическая производительность в значительной мере зависит от скоростного коэффициента в сечении II + II $K_{22} = V_{ср2} / u_2$, где $V_{ср2}$ — средняя скорость течения жидкости в безлопаточном пространстве сечения II + II.

Для того, чтобы выявить влияние вязкости на коэффициент K_{22} и, следовательно, теоретическую производительность, используем уравнение Навье-Стокса в цилиндрической системе координат r, θ, z для описания движения жидкости в безлопаточном

пространстве РЖВК. В случае движения жидкости в безлопаточном пространстве $V_z = 0$ и $\partial V/\partial z = 0$, величинами $\frac{1}{r^2} \cdot \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial \theta^2}$, $\frac{1}{r} \frac{\partial V_\theta}{\partial r}$, $\frac{V_\theta}{r^2}$ и $\frac{2}{r^2} \frac{\partial V_\theta}{\partial \theta}$ можно пренебречь по сравнению с величиной $\frac{\partial^2 V_\theta}{\partial r^2}$, т.к. они на два порядка и выше меньше последней указанной величины, и с достаточной точностью можно принять, что инерционные и внешние силы равны 0 (здесь V - скорость жидкости в безлопаточном пространстве).

После упрощений уравнения Навье-Стокса, получим

$$\frac{1}{r_2} \frac{\partial p}{\partial \theta} = \mu \frac{\partial^2 V_\theta}{\partial r^2}, \quad (3)$$

где $\frac{\partial p}{\partial \theta}$ - изменение давления по углу поворота колеса θ
 μ - динамическая вязкость рабочей жидкости кг.сек/м².

Интегрируя уравнение (3) и используя граничные условия $V_\theta = C_{zu}$ при $\xi = 0$; $V_\theta = 0$ при $\xi = h$, где C_{zu} - проекция абсолютной скорости жидкости на выходе из колеса на направление скорости u_2 , h - ширина безлопаточного пространства, ξ - новая переменная, которая находится из соотношения $r = r_2 + \xi$, получим, что

$$V_{\theta \text{ ср}} = \frac{C_{zu}}{2} - \frac{(2E + \Delta)^2}{12 r_2 \mu} \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right)_{\theta=180^\circ} \quad \text{м/сек}, \quad (4)$$

$$\left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right)_{\theta=180^\circ} = \frac{\left[u_2 (2E + \Delta) - \frac{\omega r_2^2 \psi}{9} (1 - \nu^2 + \frac{f \Delta}{\psi r_2}) \right] 6 r_2 \mu}{(2E + \Delta)^3} \quad (5)$$

Принимая во внимание, что для РЖВК $\nu = 0,4 \pm 0,5$; $\epsilon = 0,12 \pm 0,15$; $\delta = 0,01 \pm 0,04$; $f = 1 \pm 1,25$ и $\psi = 0,8 \pm 0,6$; найдем, что $\left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right)_{\theta=180^\circ} < 0$, а скорость $V_{\theta \text{ ср}}$ с увеличением μ уменьшается. А если это так, то с увеличением вязкости рабочей жидкости уменьшается коэффициент $K_{\theta \theta}$ и теоретическая производительность V_m .

Увеличить теоретическую производительность при увеличении вязкости рабочей жидкости можно, повысив скорость $V_{\theta \text{ ср}}$, что можно достичь, увеличивая скорость C_{zu} .

$$C_{zu} = \omega r_2 - \omega e' \sin \beta \operatorname{tg} \beta_2 \frac{r}{r_2} \quad \text{м/сек}, \quad (6)$$

где $\theta' = \frac{u_2 - u_1}{2}$, β_2 - выходной угол лопаток колеса - угол между отрицательным направлением окружной скорости u_2 и касательной к средней линии лопатки на выходе из колеса. Максимального значения скорость c_{2u} достигнет при угле $\beta_2 = 180^\circ$. Однако такой метод повышения теоретической производительности не оправдывает себя, т.к. при отклонении угла β_2 от определенного значения абсолютная скорость жидкости на выходе из колеса не совпадает с направлением скорости движения жидкости в безлопаточном пространстве, вследствие чего появляется скорость w_2 , которая представляет разницу между абсолютной скоростью на выходе с лопаток колеса c_2 и скоростью движения жидкости в безлопаточном пространстве V_2 и которая гасится в потоке жидкости, что приводит к его вспениванию, а следовательно, уменьшению теоретической производительности и увеличению гидродинамических потерь. Оптимальный угол β_2 , определенный из условия равенства скорости w_2 нулю, находится из соотношения

$$\operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{u_2^2}{c_2^2 \sin \theta} - \frac{u_2 + c_2 \cos \theta}{c_2 \sin \theta} \quad (7)$$

Как видно, оптимальный угол β_2 конструктивно выполнить невозможно, т.к. он зависит от угла поворота колеса θ . Очевидно, выгоднее всего принимать угол β_2 таким, чтобы максимальное значение скорости w_2 на всасывании обращалось в 0. Исходя из этого положения, был рассчитан оптимальный угол β_2 , который для РЖКВ с относительными эксцентриситетами $\varepsilon \geq 0,125$ равен 150° и для РЖКВ с относительными эксцентриситетами $\varepsilon < 0,125$ равен 160° для рабочих жидкостей с любой вязкостью.

Анализируя влияние относительных эксцентриситета ε и зазора δ на теоретическую производительность РЖКВ, было установлено, что эти величины нельзя выбирать независимо друг от друга при проектировании РЖКВ, как это делалось до настоящего времени. Кроме того, было показано, что при выбранном относительном зазоре при увеличении вязкости рабочей жидкости относительный эксцентриситет также необходимо увеличивать.

Действительную производительность РЖКВ предлагается определить, как

$$V_p = \lambda V_n \quad \text{м}^3/\text{мин},$$

(8)

где $V_h = \pi(z_2^2 - z_1^2) \ell_0 \eta \psi$ м³/мин - описанный лопатками объем, λ - коэффициент подачи,

$$\lambda = \lambda_1 \cdot \lambda_2, \quad (9)$$

где $\lambda_1 = \frac{V_m}{V_h}$ - потери производительности, связанные с погружением лопаток в жидкостное кольцо, $\lambda_2 = [1 - (\lambda_m + \lambda_n + \lambda_u)] / \lambda_r \cdot \lambda_p$ - потери производительности, связанные с перетеканием газа со стороны нагнетания на сторону всасывания через мертвый объем, учитываемые коэффициентом λ_m ; связанные с перетечками и утечками газа, учитываемые коэффициентом λ_n ; связанные с испарением рабочей жидкости во всасывающую полость, учитываемые коэффициентом λ_u ; связанные с дросселированием газа на всасывании, учитываемые коэффициентом λ_r и связанные с подогревом газа на всасывании, учитываемые коэффициентом λ_t . Коэффициенты λ_n , λ_t и λ_r рассчитываются по уже известным методикам, коэффициенты λ_m и λ_u предлагается рассчитывать по формулам:

$$\lambda_m = \frac{\pi \ell_0 \eta \psi [(z_n^2 - 2z_1^2) + z_0^2 - \frac{z_0^2 \sin \alpha}{2\pi}]}{V_m \gamma_{gc}}, \quad (10)$$

$$\lambda_u = \frac{P_{н.п.}}{R_n T_{ж} \gamma_{gc}}, \quad (11)$$

где γ_{gc} , γ_n - удельный вес газа соответственно на всасывании и нагнетании кг/м³, z_n - радиус-вектор поверхности жидкостного кольца в сечении I + I, $z_0 = \frac{z_2 + z_1}{2}$, α - угол, определяющий конец окна нагнетания, $P_{н.п.}$ кг/м² - давление насыщенного пара при температуре жидкостного кольца $T_{ж}$ °К, R_n - газовая постоянная пара рабочей жидкости кгм/кг°К.

Глава III. АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ

Мощность, затрачиваемая на привод РЖКВ N_p , складывается из мощности, затрачиваемой на сжатие газа $N_{сж}$, мощности механических потерь $N_{мех}$ и мощности гидродинамических потерь N_n .

Мощность сжатия определяется по формуле

$$N_{сж} = \frac{1633 P_{вс} V_m \lambda \left[\left(\frac{P_n - P_{н.п}}{P_{вс} - P_{н.п}} - P_{н.п} \left(\frac{1}{P_{вс} - P_{н.п}} - \frac{1}{P_n - P_{н.п}} \right) \right) \right]}{\rho_{вн}}, \quad (12)$$

где $P_{вс}$, P_n — соответственно давление всасывания и нагнетания кг/см², $P_{н.п}$ — давление насыщенных паров рабочей жидкости при температуре жидкостного кольца кг/см²,

$$\rho_{вн} = \frac{\ln \frac{P_n}{P_{вс}}}{\frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_n}{P_{вс}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right]}$$

— внутренний к.п.д., учитывающий потери мощности, связанные с отклонением процесса сжатия от изотермического, n — показатель политропы сжатия, $\lambda = 1 - \alpha \left[\left(\frac{P_n}{P_{вс}} \right)^{1/n} - 1 \right]$ — коэффициент, учитывающий мощность, возвращаемую на вал РЖВК при расширении газа из мертвого объема, $\alpha = \frac{V_m}{V_m}$ — относительный мертвый объем, V_m — мертвый объем м³/мин.

Мощность механических потерь $N_{мех}$ по рекомендациям В.Румянцева и Р.Прагера определяется как $N_{мех} = 0,015 + 0,03$. Мощность гидродинамических потерь складывается из потерь мощности на трение $N_{тр}$ и на поворот жидкости N_m в безлопаточном пространстве жидкостного кольца, из потерь в рабочем колесе N_k , из потерь, связанных с подводом жидкости в жидкостное кольцо $N_{ж}$, и с поворотом потока при выходе с лопаток в безлопаточное пространство N_n .

Рассматривая движение в безлопаточном пространстве жидкостного кольца как установившееся течение жидкости в открытом прямоугольном замкнутом канале, найдем, что

$$N_{тр} = \frac{0,1965 \lambda_L \rho_{ж} u_2^3 \chi_2 \psi^2 B}{1000 g^2} \text{ кВт}, \quad (13)$$

где λ_L — коэффициент гидравлического трения, $\rho_{ж}$ — удельный вес рабочей жидкости при температуре жидкостного кольца,

$$B = \frac{\left[\chi_2^2 + \chi_2^2 \left(\frac{g d}{\psi \chi_2} - \psi^2 \right) \right]^2 \left[8 \chi_2 + B + 2(e+d) \right]}{4 \chi_2^4} +$$

$$+ \frac{[4z_2 z_0 e'(2z_2 + b) + e^2 e' z_0] \left[z_0^2 + z_2^2 \left(\frac{\beta_0}{\psi z_2} - \nu^2 \right) \right]}{e z_2^4}$$

Мощность, затрачиваемая на поворот жидкости в безлопаточном пространстве,

$$N_M = 2 \int_0^{\pi} \Delta p Q d\beta = \frac{\pi \beta_m \beta_{ж} \omega^3 \psi^3 e(e+d) B}{8000 \beta^3 \sqrt{[(e+d)^2 - e^2]^3}} \text{ кВт}, \quad (14)$$

где $\Delta p = \beta_m \frac{V_{\text{ср}2}}{2\theta}$ — потери давления, связанные с поворотом жидкости, кг/м², $Q = h \nu V_{\text{ср}2}$ — объемный расход жидкости в безлопаточном пространстве м³/сек, β_m — коэффициент местных потерь,

$$B = \left\{ \frac{e^2}{(e+d)^2} \left[z_0^2 + z_2^2 \left(\frac{\beta_0}{\psi z_2} - \nu^2 \right) \right]^3 + 6 z_0 e' \left[z_0^2 + z_2^2 \left(\frac{\beta_0}{\psi z_2} - \nu^2 \right) \right]^2 \right\}.$$

Мощность потерь в колесе складывается из мощности потерь в колесе на стороне всасывания N'_k , где колесо РЖКВК работает как колесо центробежного гидравлического насоса, и из мощности потерь в колесе РЖКВК на стороне сжатия и нагнетания N''_k , где оно работает как колесо гидравлической радиально-осевой турбины. Соответственно и потери мощности в колесе РЖКВК оцениваются, как потери в колесах гидравлических центробежных насосов и радиально-осевых турбин:

$$N'_k = \frac{V_{ж} \cdot H_T (1 - \eta_H \cdot \kappa_{PH}) \beta_{ж}}{2 \cdot 10^2} \text{ кВт}, \quad (15)$$

$$N''_k = \frac{V_{ж} \cdot H_T (1 - \eta_T \cdot \kappa_{PT}) \beta_{ж}}{2 \cdot 10^2} \text{ кВт}, \quad (16)$$

где $V_{ж} = \frac{\pi(z_{22}^2 - z_1^2) \omega_0 \eta \psi}{60} \text{ м}^3/\text{сек}$ — расход жидкости через колесо, $H_T = \frac{\omega_0^2}{2g} - \frac{2\omega^2 e' z_0 \text{ctg} \beta_2}{\pi \beta}$ м — теоретический напор, создаваемый колесом РЖКВК на стороне всасывания, $\eta_H \cdot \kappa_{PH}$ — к.п.д. колеса на стороне всасывания, $\eta_T \cdot \kappa_{PT}$ — к.п.д. колеса на стороне сжатия и нагнетания.

Коэффициенты κ_{PH} и κ_{PT} учитывают изменение к.п.д. при увеличении вязкости рабочей жидкости по сравнению с вязко-

стью воды.

Коэффициенты $\rho_n \cdot K_{pn}$ и $\rho_t \cdot K_{pt}$ определяются опытным путем при испытании колес РЖКВК. За неимением опытных данных по определению коэффициентов $\rho_n \cdot K_{pn}$ и $\rho_t \cdot K_{pt}$ в первом приближении их можно принять соответственно равным к.п.д. эквивалентного гидравлического центробежного насоса и эквивалентной гидравлической радиально-осевой турбины. Эквивалентные гидравлические центробежный насос и радиально-осевая турбина имеют производительности равные $V_{ж}$, число оборотов колеса или ротора равное числу оборотов колеса РЖКВК и колесо эквивалентного центробежного насоса создает напор равный H_t , а напор перед ротором эквивалентной радиально-осевой турбины равен H_t .

Потери мощности, связанные с подводом жидкости в жидкостное кольцо,

$$N_{жк} = c_{жк} V_n \frac{(V_{ср} - V_{жк})^2}{2000} \text{ кВт}, \quad (17)$$

где V_n — количество жидкости, подводимой в жидкостное кольцо,

$V_{жк}$ — проекция скорости, с которой жидкость подводится в жидкостное кольцо, на направление скорости $V_{ср}$.

Потери мощности N_n , вызванные поворотом потока при выходе жидкости с лопаток колеса в безлопаточное пространство, определяются как

$$N_n = \frac{c_n V_{жк}}{1000} \int_0^{\pi} w_r^2 d\theta = \frac{c_n V_{жк} w_{r,ср}^2}{1000} \text{ кВт}. \quad (18)$$

Анализ составляющих мощности показал, что мощность гидродинамических потерь составляет 50 + 60 % от эффективной мощности

N_e . В свою очередь потери в колесе N_k составляют 50+70 %, а потери на трение $N_{тр}$ 45 + 20 % от мощности гидродинамических потерь, потери N_m , $N_{жк}$, N_n не превышают 5 + 10 % от мощности гидродинамических потерь.

Анализ влияния вязкости рабочей жидкости на удельную мощность $N_{уд} = \frac{N_e}{V_p}$ показал, что с увеличением вязкости удельная мощность растет быстрее, чем эффективная мощность, что связано с падением производительности при увеличении вязкости. Минимальная удельная мощность получается при выходном угле наклона лопаток $\beta_2 = 150 + 160^\circ$. При сохранении постоянного относительного зазора удельная мощность уменьшается с увеличением

относительного эксцентриситета. Зависимость удельной мощности от числа оборотов имеет минимум, который смещается в сторону более высоких окружных скоростей при увеличении вязкости рабочей жидкости. Предложена конструкция РЖКВК с вращающейся втулкой (авторское свидетельство № 219072, авторы Лубенец В.Д., Автономова И.В.), в которой удалось понизить потери мощности, связанные с трением жидкости в жидкостном кольце. Разработана методика расчета такого типа вакуум-компрессора.

Предложенная методика расчета РЖКВК справедлива для устойчивой работы РЖКВК. В работе предложена формула для определения условий возникновения срывных режимов:

$$H_n = K_{сгн} \left[\frac{u_2^2}{g} - \frac{2\omega^2 r_0^2 \sigma g \beta_2}{\pi g} \right] + H_{вс} \text{ м вод.ст.}, \quad (19)$$

где $H_{вс}$ и H_n - соответственно давления на всасывании и нагнетании в м.вод.ст., $K_{сгн}$ - экспериментальный коэффициент.

Глава IV. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ УСТАНОВКИ И МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Целью экспериментальных исследований было: 1. получение экспериментальных данных необходимых для определения скоростного коэффициента $K_{сг}$ и коэффициента заполнения сечения $I + I_{K_1}$; 2. получение экспериментальных данных необходимых для определения показателей условных политроп сжатия и повышения температуры жидкости в жидкостном кольце в зависимости от динамической вязкости рабочей жидкости; 3. экспериментальная проверка расчетных уравнений.

Исследования проводились на стендах МВТУ им. Н.Э.Баумана на двух жидкостно-кольцевых вакуум-насосах отечественного производства ВВН-12 и КВН-8 с производительностью соответственно 12 м³/мин и 0,66 м³/мин, на рабочих жидкостях: воде, дибутилфталате и масле ВМ-4, которые имеют различную динамическую вязкость. Исследование вакуум-насоса ВВН-12 проводилось при числе оборотов вала 700, 750, 850, 950 и 1100 об/мин, вакуум-насоса КВН-8 - при числе оборотов вала 1200, 1350, 1500, 1650 и 1950 об/мин, с колесами, имеющими выходной угол лопаток 45, 90, 185, 150 и 168° и с относительными эксцентриситетами равными 0,09725; 0,12; 0,158 и 0,21 при относительном заворе равном 0,0083.

Для замера глубины погружения лопаток в жидкостное кольцо

в сечении $\Pi + \Pi$ a и щели между ступицей колеса и жидкостным кольцом с сечении $I + I$ a торцевая крышка в вакуум-насосе КВН-8 была выполнена из оргстекла, а для получения четкой картины жидкостного кольца использовался стробоскоп СТ-5 № А096. Скорость жидкости в безлопаточном пространстве сечения $\Pi + \Pi$ в вакуум-насосе ВВН-12 замерялась трубками Пито-Прандтля. Коэффициент K_{22} для вакуум-насоса КВН-8 рассчитывался по формуле

$$K_{22} = \frac{\left[\frac{(r_2 + a)^2}{r_2^2} - \frac{(r_1 + a)^2}{r_1^2} + \frac{f \Delta / \psi r_2}{\psi r_2} \right] \psi r_2}{2 f (2e + \Delta)}, \quad (20)$$

а для вакуум-насоса ВВН-12 по формуле

$$K_{22} = V_{22 \text{ ср}} / u_2 \quad (21)$$

где $V_{22 \text{ ср}}$ — средняя скорость течения жидкости в сечении $\Pi + \Pi$, определенная по скоростям, замеренным трубками Пито-Прандтля.

Коэффициент K_1 определялся как

$$K_1 = \frac{r_1 + a}{r_1} \quad (22)$$

Погрешность определения коэффициентов K_{22} и K_1 мощности и производительности рассчитывалась как средняя квадратичная погрешность.

Глава У. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ РЖКВК

Эксперимент, проведенный при постоянном давлении нагнетания, показал, что скоростной коэффициент K_{22} зависит от давления всасывания, выходного угла наклона лопаток, вязкости рабочей жидкости, удаленности сечения от лобовин и геометрических размеров РЖКВК. Однако влиянием давления всасывания на коэффициент K_{22} можно пренебречь, и ошибка внесенная этим допущением не превысит $\pm 7,5 \%$. При этом ошибка достигает своего максимального значения при давлениях всасывания ниже $50 + 75$ мм.рт.ст и минимального — при давлении всасывания выше $400 + 450$ мм.рт.ст, т.е. в тех областях, где, как правило, РЖКВК не работают. Кроме того расчет коэффициента K_{22} по средней скорости в сечения $\Pi + \Pi$, т.е. пренебрежение влиянием лобовин, не приводит к ошибке в определении производительности и мощности. Учитывая вышесказанное, среднее значение коэффициента K_{22} для определенного вакуум-компрессора определялось, как $\bar{K}_{22} = \sum_i K_{22} / n$, где n — количество измерений.

Для того, чтобы полученные экспериментальные данные по коэффициенту $\bar{K}_{22}$ можно было использовать при расчете любых РЖКВК, введен коэффициент

$$K_2 = \frac{\bar{K}_{22}}{K_m}, \quad (23)$$

где $K_m = \frac{(1-\nu)^2 + \frac{\rho\delta}{\psi}}{2\beta(2E+\delta)}$, который не зависит от геометрических размеров РЖКВК, а зависит только от вязкости рабочей жидкости и выходного угла наклона лопаток. В работе приводится графическая зависимость коэффициента K_2 от динамической вязкости в пределах от $1 \cdot 10^{-4}$ кг.сек/м² до $80 \cdot 10^{-4}$ кг.сек/м² для выходного угла наклона лопаток 150° , в пределах от $1 \cdot 10^{-4}$ кгсек/м² до $25 \cdot 10^{-4}$ кгсек/м² для выходных углов наклона лопаток 135 и 90° и для вязкости $1 \cdot 10^{-4}$ кгсек/м² для выходных углов наклона лопаток 168 и 45° .

Кроме того, в работе приводится графическая зависимость коэффициента K_1 от критерия $E_H = \frac{K_1 - \rho\delta c}{\rho_{\text{ж}} U_2^2}$ для вакуум-насоса, имеющего геометрические соотношения: $\nu = 0,5$; $\beta = 1$; $\psi = 0,75$; $\delta = 0,0083$; $\epsilon = 0,153$; цилиндрическую ступицу и выходной угол лопаток 150° . Сравнение экспериментальных данных с расчетными, выполненными по предложенной методике и методикам Л.Караганова, В.Румянцева, И.Райзмана и К.Пфлейдерера, показывает, что методика расчета РЖКВК, предложенная в данной работе, более точно отражает физические процессы, происходящие в РЖКВК, и дает возможность учесть вязкость рабочей жидкости и выходной угол лопаток при расчете производительности и мощности РЖКВК.

Экспериментальное исследование вакуум-насосов ВВН-12 и КВН-8 показало, что с увеличением вязкости рабочей жидкости производительность вакуум-насосов падает, мощность и удельная мощность увеличиваются. Зависимость удельной мощности от числа оборотов для выходных углов лопаток 45 , 90 , 135 , 150 и 168° имеет минимум, который смещается в сторону более высоких окружных скоростей при увеличении вязкости рабочей жидкости. При этом абсолютное значение минимальной удельной мощности имеет минимальное значение при выходном угле наклона лопаток 150° . При этом же угле наклона лопаток имеется максимальная производительность. Оптимальные значения скоростей для вакуум-насоса ВВН-12, имеющего колесо с выходным углом наклона лопаток 148° , и для вакуум-насоса КВН-8, имеющего колесо с выходным углом лопаток 150° , получены одним и тем же и равны: при работе на воде (вязкость $1,022 \cdot 10^{-4}$

кгсек/м²) 14 м/сек, при работе на дибутилфталате (вязкость $12,5 \cdot 10^{-4}$ кгсек/м²) 15 м/сек и при работе на масле БМ-4 (вязкость $38,5 \cdot 10^{-4}$ кгсек/м²) 15,7 м/сек.

Исследование вакуум-насоса КВН-8 с колесом, имеющим выходной угол наклона лопаток 150° , с различными относительными эксцентриситетами, равными 0,09725; 0,12; 0,158 и 0,21, показало, что максимальная производительность и минимальные затраты удельной мощности имеются при относительном эксцентриситете $\epsilon = 0,158$, при котором лопатки рабочего колеса в сечении П + П касаются поверхности жидкостного конуса.

Экспериментальные исследования вакуум-насоса с вращающейся втулкой показали, что удельная мощность в таком вакуум-насосе на $3 \pm 6\%$ ниже, чем в вакуум-насосе без втулки, а при этом окружная скорость колеса ω_2 выше на $25 \pm 30\%$. Экспериментально было проверено уравнение, определяющее условия возникновения срывных режимов, и доказано, что расчет хорошо совпадает с экспериментом, хотя экспериментально не удалось проследить, какое влияние вязкость оказывает на возникновение срывных режимов.

ВЫВОДЫ

1. Предложена методика расчета производительности и мощности РЖКВ с учетом динамической вязкости рабочей жидкости.

2. Получены зависимости, позволяющие учесть выходной угол наклона лопаток колеса β_2 при определении производительности и мощности.

3. В результате теоретических исследований удалось установить, что РЖКВ с относительными эксцентриситетами $\epsilon \neq 0,125$ имеют минимальные затраты удельной мощности при выходном угле наклона лопаток колеса $\beta_2 = 150^\circ$. Этот вывод подтвержден экспериментальными исследованиями РЖКВ при работе на жидкостях с динамической вязкостью в пределах от $1 \cdot 10^{-4}$ до $80 \cdot 10^{-4}$ кгсек/м². Аналитически также установлено, что для РЖКВ с относительными эксцентриситетами $\epsilon < 0,125$ оптимальным выходным углом наклона лопаток колеса является угол $\beta_2 = 160^\circ$.

4. Показано, что относительный эксцентриситет в РЖКВ нельзя выбирать без учета относительного зазора (относительной величины минимального зазора между колесом и корпусом). Относительный эксцентриситет необходимо выбирать максимально возможным при заданной величине относительного зазора. При этом должно соблюдать

ся условие, что лопатки колеса касаются поверхности жидкостного кольца в сечении $\Pi + \Pi$, где имеется наибольший зазор между колесом и корпусом.

5. Теоретически и экспериментально установлено наличие минимума в зависимости удельной мощности от окружной скорости колеса ω_2 . Этот минимум смещается в сторону более высоких окружных скоростей при увеличении вязкости рабочей жидкости и уменьшении выходного угла наклона лопаток колеса β_2 . Абсолютное значение минимальной удельной мощности получается минимальным в исследованных вакуум-насосах при выходных углах наклона лопаток $\beta_2 = 150^\circ$.

6. Разработана конструкция РЖКВ с вращающейся втулкой (авторское свидетельство № 219072, авторы - Лубенец В.Д., Автономова И.В.) и методика расчета этого типа вакуум-компрессора. Установлено, что применение вращающейся втулки позволяет улучшить энергетические показатели РЖКВ и увеличить окружную скорость колеса.

7. Выведено уравнение для определения условий возникновения срывных режимов в РЖКВ. Правильность выведенного уравнения подтверждена экспериментально.

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. Автономова И.В. Теоретическое определение производительности вакуум-насосов и компрессоров с жидкостным кольцом. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. Сб. "Компрессорные машины", 1968.

2. Автономова И.В. Об определении коэффициента подачи вакуум-насосов и компрессоров с жидкостным кольцом. Труды II Всесоюзной научно-технической конференции по компрессоростроению. Исследования в области компрессорных машин. Будивельник, Киев, 1970.

3. Лубенец В.Д., Автономова И.В. Исследование вакуум-насоса с жидкостным кольцом. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, "Компрессорное и холодильное машиностроение" № 1, 1967.

4. Лубенец В.Д., Автономова И.В. Авторское свидетельство № 219072 "Жидкостнокольцевой вакуум-насос". ЦНИИПИ. Бюллетень "Изобретения, промышленные образцы, товарные знаки", № 18, 1968.

5. Лубенец В.Д., Автономова И.В. Жидкостнокольцевой вакуум-

насос с вращающейся втулкой. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. Информационный листок, серия ХМ-4, № 4, 1969.

6. Лубенец В.Д., Автономова И.В. Жидкостнокольцевой вакуум-насос с вращающейся втулкой. Тезисы докладов IV Всесоюзной научно-технической конференции по вакуумной технике. Казань, 1970.

7. Лубенец В.Д., Автономова И.В. Определение скоростей течения жидкости в безлопаточном пространстве жидкостнокольцевых вакуум-насосов. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. "Насосостроение", 1971 № I и № 2.

8. Лубенец В.Д., Автономова И.В. Расчет мощности гидродинамических потерь в жидкостнокольцевых машинах. Труды МВТУ № 146 "Компрессорные и вакуумные машины", 1971.

9. Лубенец В.Д., Автономова И.В. Учет влияния вязкости при расчете производительности и мощности жидкостнокольцевых вакуум-компрессоров. ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ. Тезисы докладов III Всесоюзной научно-технической конференции по компрессорному машиностроению, 1971.

