

## ГИДРОСТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА БЕЗВАЛЬНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

**В. А. Марцинковский**, д.т.н., профессор, Сумский государственный университет

*Рассмотрена схема и принцип работы конструкции центробежного насоса (Патент России №1771248), в которой рабочее колесо свободно плавает в щелевых уплотнениях, а крутящий момент привода передается на колесо через гибкий торсион. В плавающем состоянии рабочее колесо поддерживается радиальными силами и моментами, возникающими в кольцевых зазорах опорно-уплотнительного узла, а также гироскопическим моментом самого рабочего колеса. В результате ротор самоцентрируется, занимая наиболее выгодное, стойкое по отношению к внешним возмущениям, положение. Особенностью конструкции является то, что заднее щелевое уплотнение заменено комбинированным узлом, совмещающим функции уплотнения и саморегулируемого радиально-упорного гидростатического подшипника. Благодаря этому отпадает потребность в выносных подшипниках, уменьшается масса и осевые габариты насоса.*

*Приведен статический расчет безвального насоса. На основании уравнения баланса расходов и уравнения осевого равновесия получены статические характеристики, т.е. зависимости осевого положения ротора и расхода от внешних воздействий: давления нагнетания и всасывания и частоты вращения. Аналитические выражения статических характеристик позволяют на стадии проектирования выбрать основные геометрические параметры узла, обеспечивающие желаемый торцовый зазор во всем рабочем диапазоне изменения внешних воздействий.*

**Ключевые слова:** центробежный насос, рабочее колесо, осевая сила, торсион, частота вращения, щелевые уплотнения, гидростатический подшипник, статические характеристики, расход.

### 1. Постановка проблемы в общем виде

В консольных центробежных насосах осевая сила, действующая на ротор, воспринимается, как правило, радиально-упорными подшипниками 1, 2, расположенными в опорной стойке 3 (рис.1). В месте выхода вала из корпуса насоса устанавливают концевое уплотнение 4. Рабочее колесо насоса вращается в переднем 6 и заднем 5 щелевых уплотнениях, представляющих собой

кольцевые каналы с радиальным зазором 0,2...0,3 мм. На щелевых уплотнениях дросселируется давление, развиваемое рабочим колесом. Благодаря этому уплотнение обладает радиальной жесткостью (несущей способностью), сравнимой, а часто и на порядок большей жесткости подшипников скольжения [1]. Поэтому во многих случаях щелевые уплотнения могут успешно выполнять функции радиальных опор.

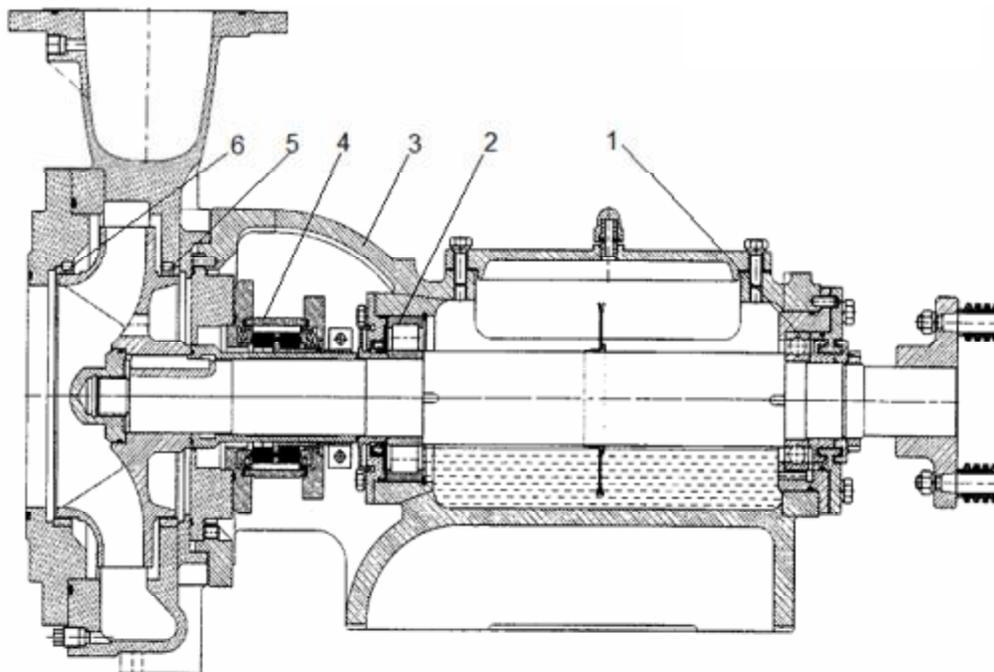


Рисунок 1 – Традиционная конструкция консольного центробежного насоса

Использование щелевых уплотнений в качестве радиальных опор реализовано в конструк-

ции так называемого безвального насоса (рис.2). В этой конструкции [2] осевая сила уравновешивается

вается системой последовательно соединенных кольцевого 9 и торцового 11 дросселей, разделенных разгрузочной камерой 10. Вал как несущая конструкция, обеспечивающая требуемую по условию отстройки от критической частоты радиальную жесткость ротора, заменен гибким торсионом 13. Торсион необходим лишь для передачи крутящего момента от привода к рабочему колесу 4. Его диаметр выбирается из условия прочности под действием передаваемого крутящего момента.

Рабочее колесо 4 связано с торсионом сфе-

рическим шлицевым соединением 14. Переднее 1 и элемент 9 заднего щелевых уплотнений выполняют роль радиальных гидростатических подшипников, а система авторазгрузки в виде кольцевого 9 и торцового 11 дросселей вместе с камерой 10 – роль радиально-упорного саморегулируемого гидростатического подшипника. Радиальные лопатки 7 в корпусе 5 тормозят окружной поток в задней пазухе 6, при этом в ней повышается статическое давление, которое дросселируется на заднем уплотнении, повышая несущую способность радиальной опоры 9.

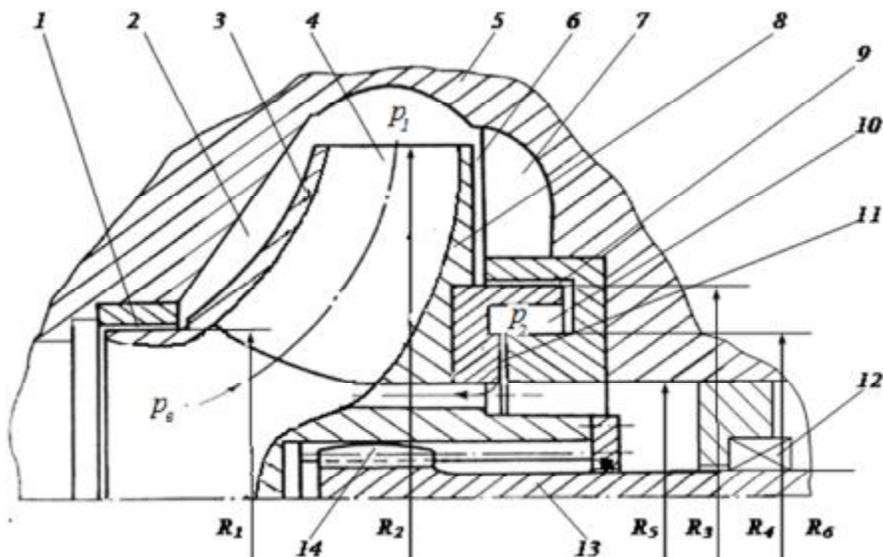


Рисунок 2 – Схема безвального консольного насоса

Поскольку вал гибкий, колесо имеет свободу радиальных, угловых и осевых перемещений. Благодаря этому в процессе работы рабочее колесо под действием гидродинамических сил и моментов в щелевых уплотнениях, а также гироскопического момента самого колеса самоцентрируется, занимает наиболее выгодное, стойкое по отношению к внешним возмущениям, положение. В результате, существенно уменьшаются амплитуды его вынужденных колебаний. На концевом уплотнении со стороны привода дросселируется малое давление входа, а благодаря малому диаметру торсиона уплотнение работает при низких окружных скоростях, т.е. в облегченных условиях: критерий нагруженности  $pv \leq 1 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$ .

Подобно системам автоматического уравнивания осевых сил, действующих на ротор многоступенчатого центробежного насоса [3], кольцевой дроссель 9, камера 10 с переменным давлением  $p_2$  и переменный торцовый дроссель 11 образуют автоматический регулятор осевого положения ротора.

## 2. Постановка задачи

$$p_A = p_1 - 0,5rw^2k_1^2(R_2^2 - R^2), \quad p_B = p_1 - 0,5rw^2k_2^2(R_2^2 - R^2). \quad (1)$$

В рассматриваемом насосе рабочее колесо свободно плавает в кольцевых и торцовых щелевых уплотнениях и имеет 5 степеней свободы: радиальные перемещения по двум направлениям, осевое перемещение по оси вращения и два поворота вокруг осей, перпендикулярных оси вращения. Анализ радиальных колебаний ротора в щелевых уплотнениях посвящена работа [4]. Здесь рассмотрена задача статического расчета осевых смещений рабочего колеса под действием давления нагнетания и частоты вращения.

Установившееся осевое положение рабочего колеса характеризуется величиной торцового зазора 11 и находится из условия равновесия осевых сил давления, действующих на покрывной 3 и основной 8 диски. При вычислении осевых сил учитывается изменение давления по радиусу за счет центробежного эффекта, порождаемого средней угловой скоростью жидкости  $w_c = kw$ , ( $w$  - частота вращения ротора,  $k$  - коэффициент закрутки потока). Давление на основной 8 и покрывной 3 диски на текущем радиусе  $R$  определяется формулами [5]

На входе в щелевые уплотнения 1, 9 (на радиусах  $R_1, R_3$ ) давление уменьшается соответственно на величину:

$$p_{A^*} = \frac{rW^2}{2p} k_1^2 A_A, \quad p_{B^*} = \frac{rW^2}{2p} k_2^2 A_B. \quad (2)$$

По результатам работы [5] коэффициенты закрутки потока зависят от направления и интенсивности радиального течения, и для течения от периферии к центру их можно принимать  $k \approx 0,7 - 0,9$ . Силы  $T_1, T_2$ , действующие соответственно на покрывной ( $A_A$ ) и основной ( $A_B$ ) диски, определяются интегрированием давлений (1) по радиусу. В результате интегрирования получены выражения сил, которые используются в расчете:

$$T_1 = A_A(p_1 - p_{A^*}), \quad T_2 = A_B(p_1 - p_{B^*}). \quad (3)$$

Осевая сила, действующая на торцовые поверхности  $T_1 + (A'_e + A_3)p_e - T_2 - A'_2 p_2 - 0,5A_c(p_2 + p_e) = 0$ ;

$$A'_e = p(R_1^2 - R_5^2), \quad A_c = p(R_4^2 - R_5^2), \quad A'_2 = p(R_3^2 - R_4^2), \quad A_3 = pR_6^2. \quad (4)$$

После группировки слагаемых условие равновесия представим в виде

$$A_1 p_1 + A_e p_e - T_* - A_2 p_2 = 0, \quad (5)$$

где обозначено:

$$A_1 = A_A - A_B, \quad A_e = A'_e + A_3 - 0,5A_c, \quad A_2 = A'_2 + 0,5A_c, \quad (6)$$

$$T_* = p_{A^*} A_A - p_{B^*} A_B = \frac{rW^2}{2p} (A_A^2 k_1^2 - A_B^2 k_2^2)$$

Последнее слагаемое в равенстве (5) зависит от величины регулируемого торцового зазора 11 (давление  $p_2$  возрастает с уменьшением зазора), поэтому оно является регулирующим воздействием.

Площадь  $A_A$  покрывного диска предопределяется рабочими параметрами насоса, т.е. является заданной величиной, не подлежащей изменению.

$$\bar{A}_1 = \frac{A_1}{A_A}, \quad \bar{A}_2 = \frac{A_2}{A_A}, \quad \bar{A}_e = \frac{A_e}{A_A}, \quad y_1 = \frac{p_1}{p_n}, \quad y_2 = \frac{p_2}{p_n}, \quad y_e = \frac{p_e}{p_n}, \quad (7)$$

$$K_1 = \frac{rW_n^2}{2pA_A p_n} A_A^2 k_1^2, \quad K_2 = \frac{rW_n^2}{2pA_A p_n} A_B^2 k_2^2, \quad \Omega = \frac{W}{w_n}, \quad u = \frac{z}{H_3}.$$

При этом равенство (5) примет вид:

$$[\bar{A}_1 y_1 + \bar{A}_e y_e - (K_1 - K_2) \Omega^2] / \bar{A}_2 = y_2. \quad (8)$$

В нем безразмерное регулирующее воздействие  $y_2$  представлено как реакция на внешние возмущения  $y_1, y_e, \Omega$ .

Чтобы получить статическую характеристику в безразмерном виде, нужно выразить  $y_2$  через безразмерный торцовый зазор  $u = z/H_3$ . Для этого воспользуемся равенством расходов  $Q_2 = Q_3$  через цилиндрический и торцовый дроссели,

верхности узла авторазгрузки, создается давлением  $p_2$  в камере 10. Это давление находится из уравнения баланса расходов, которое записывается для автотельной области турбулентного течения. Расход через кольцевой дроссель 9 определяется с учетом эксцентриситета. Рабочее колесо с узлом авторазгрузки представляет саморегулируемую систему. Целью статического расчета является построение статических характеристик системы – зависимостей величины торцового зазора 11 от внешних воздействий: давления нагнетания  $p_1$  и всасывания  $p_e$ , а также от частоты вращения.

### 3. Изложение основного материала исследований

Уравнение осевого равновесия получим, приравняв нулю сумму осевых сил давления на поверхности рабочего колеса:

в дальнейшем будем использовать ее в качестве базовой при переходе к безразмерным площадям. Ограничимся также случаем  $A_A > A_B$ , т.е.  $A_1 > 0$ . Равенство (5) разделим почленно на  $A_A p_n$ , где  $p_n$  – номинальное давление нагнетания ( $p_n = p_{1n}$ ) и введем обозначения безразмерных величин:

ограничивающие камеру с давлением  $p_2$ . Для турбулентных режимов течения в установившемся состоянии

$$Q_2 = g_2 \sqrt{p_1 - p_{B^*} - p_2}, \quad Q_3 = g_3 \sqrt{p_2 - p_e}. \quad (9)$$

Проводимости кольцевого, с относительным эксцентриситетом  $\epsilon$ , и торцового дросселей без учета местных сопротивлений выражаются формулами [6]:

$$g_2 = g_{2n}(1 + 0,19e^2), \quad g_{2n} = \frac{4pR_3H_2^{1,5}}{\sqrt{I_2rl_2}}; \quad g_3 = g_{3n}u^{1,5}, \quad g_{3n} = \frac{4pR_4H_3^{1,5}}{\sqrt{I_3rl_3}}. \quad (10)$$

где  $I_2 \approx 0,04$ ,  $I_3 \approx 0,06$  - коэффициенты сопротивления трения на автомоделных режимах турбулентного течения в цилиндрических и торцовых каналах.

Из равенства квадратов расходов  $Q_2^2 = Q_3^2$  найдем

$$y_2 = \frac{a'_{23}(1 + 0,19e^2)^2(y_1 - y_{B^*}) + u^3y_e}{a'_{23}(1 + 0,19e^2)^2 + u^3}, \quad (11)$$

$$a'_{23} = \frac{g_{2n}^2}{g_{3n}^2} = \frac{3R_3^2l_3}{2R_4^2l_2} \cdot \frac{H_2^3}{H_3^3}, \quad a_{23} = \frac{g_2^2}{g_3^2} = a'_{23}(1 + 0,19e^2)^2. \quad (12)$$

Производная

$$\frac{\partial y_2}{\partial u} = - \frac{3u^2 a'_{23} (1 + 0,19e^2)^2}{[a'_{23} (1 + 0,19e^2)^2 + u^3]^2} (y_1 - y_{B^*} - y_e)$$

представляет гидростатическую жесткость рассматриваемого опорно-уплотнительного узла. Отрицательное значение жесткости является признаком устойчивости равновесного положе-

ния ротора.

Из сравнения выражений (8) и (11) найдем статическую характеристику:

$$u = \left\{ a_{23} \frac{(\bar{A}_2 - \bar{A}_1)y_1 - \bar{A}_e y_e + (K_1 - K_2)\Omega^2 - \bar{A}_2 y_{B^*}}{\bar{A}_1 y_1 - (\bar{A}_2 - \bar{A}_e)y_e - (K_1 - K_2)\Omega^2} \right\}^{1/3}.$$

Уменьшение давления  $y_{B^*}$  по радиусу основного диска на основании формул (2) и (7) выражается через безразмерную частоту вращения

$$y_{B^*} = K_2 \frac{A_A}{A_B} \Omega^2. \quad (13)$$

Используя эту формулу, получим окончательное выражение статической характеристики:

$$u = \left\{ a'_{23} (1 + 0,19e^2)^2 \frac{(\bar{A}_2 - \bar{A}_1)y_1 - \bar{A}_e y_e + (K_1 - K_2 - \bar{A}_2 K_2 A_A/A_B)\Omega^2}{\bar{A}_1 y_1 - (\bar{A}_2 - \bar{A}_e)y_e - (K_1 - K_2)\Omega^2} \right\}^{1/3}. \quad (14)$$

Последняя формула позволяет построить зависимость торцового зазора от любого из внешних воздействий, а также оценить влияние на статические характеристики независимых безразмерных параметров. Важно отметить, что осевое смещение ротора  $u$  связано с его радиальным смещением, так как  $e = r/H_2$ , где  $r$  - эксцентриситет вала относительно оси втулки щелевого уплотнения.

делы:  $u_{min} < u < u_{max}$ . Зазор полностью раскрывается, т.е.  $u \rightarrow \infty$ , когда знаменатель (14) обращается в нуль, а это происходит при

$$y_{I^*} = \frac{I}{\bar{A}_1} [(\bar{A}_2 - \bar{A}_e)y_e + (K_1 - K_2)\Omega^2]. \quad (15)$$

Вторая граница - полное закрытие зазора:  $u = 0$ . Этой границе соответствует равенство нулю числителя дроби (14) или значение давления нагнетания

Рабочий диапазон насоса ограничивается значениями давления нагнетания, при которых торцовый зазор не выходит за допустимые пре-

$$y_{I^{**}} = \frac{I}{\bar{A}_2 - \bar{A}_1} \left[ \bar{A}_e y_e - \left( K_1 - K_2 - \bar{A}_2 \frac{A_A}{A_B} K_2 \right) \Omega^2 \right]. \quad (16)$$

Таким образом, несколько преувеличенная рабочая область давления нагнетания находится в пределах  $y_{I^*} < y_1 < y_{I^{**}}$ .

значению  $z = z_n$ ,  $u = I$ . Приравнивая выражение (14) к единице на номинальном режиме, получим равенство, из которого найдем требуемое по условию  $u = I$  отношение квадратов проводимостей  $a_{23}^*$ :

Геометрические параметры опорно-уплотнительного узла нужно выбирать так, чтобы на номинальном режиме  $y_{In} = I$ ,  $\Omega_n = I$  торцовый зазор был близок к базовому (номинальному)

$$a_{23}^{r*} = \frac{\bar{A}_1 - (\bar{A}_2 - \bar{A}_e) y_e - (K_1 - K_2)}{\bar{A}_2 - \bar{A}_1 - \bar{A}_e y_e + K_1 - K_2 - \bar{A}_2 K_2 A_A / A_B}. \quad (17)$$

Выбрав предварительно радиусы  $R_3, R_4, R_5$  и длины зазоров  $l_1, l_2$  из конструктивных соображений, а радиус вала  $R_6$  из условия прочности, с учетом (12) найдем требуемое отношение базовых зазоров  $H_3/H_2$ :

$$\frac{H_3}{H_2} = \left( \frac{2}{3} a_{23}^{r*} \frac{l_2 R_4^2}{l_3 R_3^2} \right)^{-1/3}. \quad (18)$$

В центробежных насосах давление нагнетания, пропорционально квадрату частоты вращения ротора:  $p_1 = B w^2$ , где  $B$  – обобщенный параметр, характеризующий геометрию проточной части и сохраняющий примерно постоянное значение на разных частотах вращения ротора:

$$B = \frac{P_n}{w_n^2} = const; \quad p_1 = p_n w^2 / w_n^2, \quad y_1 = \Omega^2, \quad (19)$$

$w_n, P_n = P_{1n}$  – номинальная частота вращения ротора и соответствующее ей номинальное давление нагнетания. Во многих насосах давление всасывания, необходимое для предотвращения кавитации на входе в рабочее колесо,

создается предвключенным шнеком (шнекоцентрические насосы). В этом случае давление всасывания, как и давление нагнетания, пропорционально квадрату частоты вращения:

$$p_e = C w^2, \quad C = p_{en} / w_n^2, \quad p_e = p_{en} \Omega^2, \quad y_e = y_{en} \Omega^2. \quad (20)$$

Подставив (19) и (20) в выражение статической характеристики (14) и сократив на  $\Omega^2$ , придем к выводу, что торцовый зазор не зависит от

внешних воздействий и сохраняет постоянное значение

$$u = \left\{ a_{23} \frac{\bar{A}_2 - \bar{A}_1 - \bar{A}_e y_{en} + (K_1 - K_2 - \bar{A}_2 K_2 A_A / A_B)}{\bar{A}_1 - (\bar{A}_2 - \bar{A}_e) y_{en} - (K_1 - K_2)} \right\}^{1/3} = const. \quad (21)$$

Когда давление всасывания создается независимым от частоты вращения источником, фор-

мула (14) приводится к виду

$$u = \left\{ a_{23} \frac{(\bar{A}_2 - \bar{A}_1 + K_1 - K_2 - \bar{A}_2 K_2 A_A / A_B) \Omega^2 - \bar{A}_e y_e}{[\bar{A}_1 - (K_1 - K_2)] \Omega^2 - (\bar{A}_2 - \bar{A}_e) y_e} \right\}^{1/3} \quad (22)$$

Полученные выражения статических характеристик упрощаются, если давлением всасывания можно пренебречь:  $p_e \ll p_1$ .

Изменение давление нагнетания при неизменной частоте вращения осуществляется путем изменения характеристики сопротивления сети, т.е. дроссельным регулированием. Поскольку напорная характеристика центробежных насосов сравнительно пологая, дроссельным регулированием можно добиться лишь незначительного изменения давления нагнетания. Например, для насоса К 90/85 допустимое увеличение подачи на

26% ( $Q = 1,26 Q_n$ ) приводит к уменьшению давления нагнетания на 24% ( $p_1 = 0,76 p_{1n}$ ). Максимальное давление, которое можно получить за счет уменьшения подачи, составляет  $p_1 = 1,18 p_{1n}$ . Это обстоятельство нужно иметь в виду при оценке допустимого рабочего диапазона давления нагнетания: этот диапазон ограничивается, прежде всего, напорной характеристикой насоса.

Оценки расходы. Расход через переднее щелевое уплотнение

$$Q_1 = g_1 \sqrt{p_1 - p_e}, \quad g_1 \approx \frac{4pR_1 H_1^{1,5}}{\sqrt{I_1 r l_1}}, \quad I_1 \approx 0,04. \quad (23)$$

Расход через опорно-уплотнительный узел определяется одной из формул (9) с учетом дав-

ления (11) в камере и относительного зазора (14). Например,

$$Q_3^2 = g_{3n}^2 u^3 (p_2 - p_e) = g_{3n}^2 P_n u^3 (y_2 - y_e);$$

$$\bar{Q}^2 = Q_3^2 / Q_n^2 = u^3 (y_2 - y_e); \quad Q_n^2 = g_{3n}^2 P_n.$$

После подстановки выражений (9) и (11), получим:

$$\bar{Q} = \left\{ \frac{a_{23}}{A_2} \left[ (\bar{A}_2 - \bar{A}_1) y_1 - \bar{A}_e y_e + \left( K_1 - K_2 - \bar{A}_2 K_2 \frac{\bar{A}_A}{\bar{A}_B} \right) \Omega^2 \right] \right\}^{0,5}. \quad (24)$$

При номинальном значении торцового зазора  $z = z_n$ ,  $u = 1$

$$\bar{Q}(u=1) = \frac{a_{23}}{1+a_{23}} \left( y_1 - y_e - K_2 \frac{A_A}{A_B} \Omega^2 \right). \quad (25)$$

Последняя формула может быть использована для предварительной оценки расхода через каналы опорно-уплотнительного узла.

На рис.3 для примера показаны статические и расходные характеристики, построенные для насоса типа К 90/85 по следующим исходным данным:  $R_1 = 55, R_2 = 130; R_3 = 85, R_4 = 65, R_5 = 50$ ,  $R_6 = 10$ ,  $l_1 = l_2 = 2,0, l_3 = 15, H_1 = H_2 = 0,2$  (линейные размеры в миллиметрах);  $p_n = 0,9 \text{ МПа}$ ,  $p_e \approx 0$ ,  $w_n = 300 \text{ с}^{-1}$ ,  $r = 10^3 \text{ кг/м}^3$ ;  $k_1 = 0,65; k_2 = 0,6$ . Радиус вала выбирается из условия прочности

на кручение по формуле  $R_6 = \sqrt[3]{2M_{кр}/p[t]}$ ,  $M_{кр} = 83H \cdot \text{м}$  - передаваемый от двигателя крутящий момент,  $[t] = 60 \text{ МПа}$  - допускаемое для данного материала касательное напряжение.

На рис.3 приведены безразмерные зависимости торцового зазора от давления нагнетания, построенные по формуле (14) для трех значений частоты вращения, расходные характеристики построены по формуле (24). Суммарные объемные потери включают также не зависящие от осевого положения ротора протечки через переднее уплотнение.

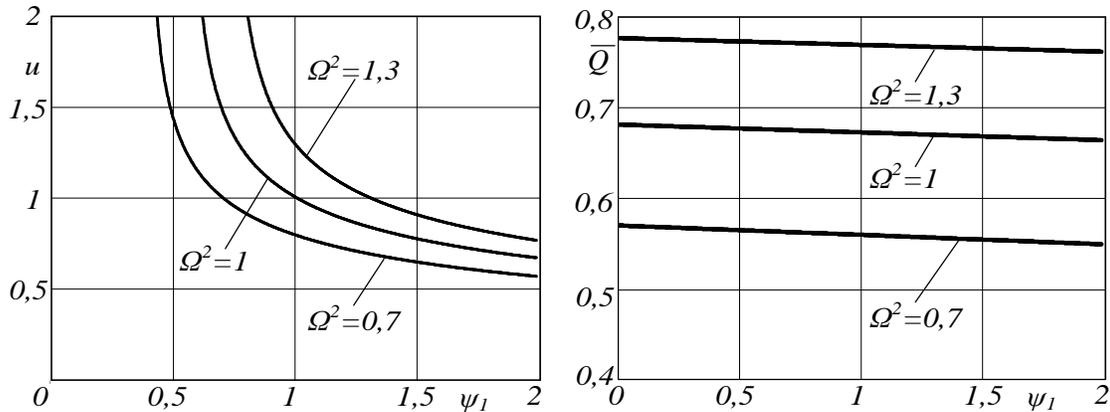


Рисунок 3 – Статические и расходные характеристики

### Выводы

Из статических характеристик видно, что с увеличением давления нагнетания торцовый зазор уменьшается, а с ростом частоты вращения - увеличивается. На номинальном режиме ( $y_1 = \Omega = 1$ ) торцовый зазор имеет заданное значение  $z = z_n = H_3$ . Расход через гидравлический тракт узла уравнивания мало зависит от давления нагнетания и увеличивается с ростом частоты вращения.

Для режима дроссельного регулирования насоса формула (14) позволяет на стадии проектирования выбрать геометрические параметры так, чтобы в рабочем диапазоне значения торцо-

вого зазора не выходили за допустимые пределы.

Экспериментальные исследования и опыт эксплуатации таких насосов подтвердили их преимущество по сравнению с традиционными конструкциями, заключающиеся в следующем:

- снижены массогабаритные показатели за счет устранения выносных подшипниковых опор;
- улучшены виброакустические характеристики агрегата;
- повышены надежность и ресурс;
- упрощено техническое обслуживание, монтаж и наладка.

### Список использованной литературы

- 1 Марцинковский В.А. Щелевые уплотнения: теория и практика. – Сумы: Изд-во Сумского государственного университета, 2005. – 416 с.
- 2 Марцинковский В.А., Демин С.И., Гулый А.Н., Башкина А.А. Центробежный насос. Патент №1771248 Российской Федерации. БИ, №2, 1995.
- 3 Марцинковский В.А. Динамика роторов центробежных машин. – Сумы: Изд-во Сумского государственного университета, 2012. – 562 с.
- 4 Марцинковский В.А. Вибрации роторов в щелевых уплотнениях. Вісник сумського національного аграрного університету. Серія «механізація та автоматизація виробничих процесів». Випуск 9 (15), 2006, с. 25-32

5 JędrałW. Pompywirowe. – Warszawa: WydawnictwoNaukowePWN, 2001. – 404 s.

6 Корчак А, Марцинковский В.А. Динамика системы осевого уравнивания ротора турбокомпрессора. Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів». Випуск 6 (24), 2012, с.196-202

*Работа выполнена в рамках госбюджетной темы, финансируемой МОН Украины, номер госрегистрации 51.24.01-01.13/14.3П*

### **Марцинковский В.А. ГИДРОСТАТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОБОЧОГО КОЛЕСА БЕЗВАЛЬНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА**

*Розглянуто схему і принцип роботи конструкції відцентрового насоса (Патент Росії № 1771248 ), в якій робоче колесо вільно плаває в щільних ущільненнях, а крутний момент приводу передається на колесо через гнучкий торсіон. У плаваючому стані робоче колесо підтримується радіальними силами і моментами, що виникають в кільцевих зазорах опорно-ущільнювального вузла, а також гіроскопічним моментом самого робочого колеса. В результаті ротор самоцентрується, займаючи найбільш вигідне, стійке по відношенню до зовнішніх збурень, положення. Особливістю конструкції є те, що заднє щільне ущільнення замінено комбінованим вузлом, що поєднує функції ущільнення і саморегульованого радіально-упорного гідростатичного підшипників. Завдяки цьому відпадає потреба в винесних підшипниках, зменшується маса і осьові габарити насоса.*

*Наведено статичний розрахунок безвального насоса. На підставі рівняння балансу витрат і рівняння осьового рівноваги отримані статичні характеристики, тобто залежності осьового положення ротора і витрати від зовнішніх впливів: тиску нагнітання і всмоктування і частоти обертання. Аналітичні вирази статичних характеристик дозволяють на стадії проектування вибрати основні геометричні параметри вузла, що забезпечують бажаний торцевий зазор у всьому робочому діапазоні зміни зовнішніх впливів.*

**Ключові слова:** *відцентровий насос, робоче колесо, осьова сила, торсіон, частота обертання, щільні ущільнення, гідростатичний підшипник, статичні характеристики, витрата.*

### **Martsinkovsky V.A. HYDROSTATIC FEATURES RUNNER OFF SHAFTCENTRIFUGAL PUMPS**

*A scheme for construction and operation of a centrifugal pump (patent number 1771248 Russian), in which the impeller floats freely in the impeller, and the drive torque is transmitted to the wheel through a flexible torsion. In floating state impeller is supported by radial forces and moments occurring in the annular gaps musculoskeletal seal assembly, as well as the gyroscopic moment of the impeller. As a result, the rotor self-centering, occupying most profitable, stable with respect to external disturbances, position. The design feature is that the rear gap seal replaced combined assembly combining a self-regulating function of the seal and radial thrust hydrostatic bearing. This eliminates the need for outboard bearing, reduced weight and dimensions of the axial pump.*

*Is a static calculation non-shaft pump. Based on the balance equation of costs and axial equilibrium equation obtained static characteristics: depending on the axial position of the rotor and the flow from external influences: the suction and discharge pressure and speed. Analytical expressions of static characteristics allow the design stage to select the basic geometrical parameters node providing the desired socket gap over the entire operating range of the external influences.*

**Keywords:** *centrifugal pump impeller, axial force, torsion, rotation frequency drive, gap seals, hydrostatic bearing, static characteristics, fuel.*

Стаття надійшла в редакцію: 24.09.2013р.

Рецензент: д.т.н., професор Павлюченко А.М.