

Оптимизация геометрических параметров реактивного привода очистительных центрифуг

Optimization of geometrical parameters of jet drive of cleaning centrifuges

А. В. СНЕЖКО, канд. техн. наук
В. А. СНЕЖКО, канд. техн. наук

Азово-Черноморский инженерный институт
Донского государственного аграрного
университета, Зерноград, Россия,
avsncz@rambler.ru

A. V. SNEZHKO, PhD in Engineering
V. A. SNEZHKO, PhD in Engineering

Azov-Black Sea Engineering Institute
of Don State Agrarian University,
Zernograd, Russia,
avsncz@rambler.ru

Центрифуги с реактивным гидроприводом активно использовались в 1960—70-е годы для очистки масла в двигателях. Сегодня ряд зарубежных фирм применяет их совместно с фильтрами в системах маслоочистки двигателей транспортных средств и тракторов. При проектировании таких центрифуг наиболее сложная задача — расчет параметров соплового аппарата. Ее оптимальное решение зависит от конкретных технических требований, предъявляемых к проектируемому сепаратору. Цель исследования состоит в обосновании оптимальных геометрических параметров реактивно-струйного гидропривода очистительных центрифуг, а также в разработке методики его расчета при различных условиях проектирования. Конструкционные параметры гидропривода, в частности диаметр сопел и их реактивное плечо, рассчитывались исходя из условия динамического баланса между движущим моментом, реализуемым истекающей из сопел жидкостью, и моментом сопротивления вращению ротора при установившемся движении. Проанализированы конструкционные, кинематические и энергетические параметры соплового аппарата, определяющие кинетический момент жидкости. Определены факторы, влияющие на сопротивление вращению ротора. В результате получено уравнение баланса удельных энергий: расходуемой на преодоление сопротивления вращению и движущей энергии потока жидкости, развиваемой гидроприводом. Анализ этого уравнения при условии максимума частоты вращения ротора позволил определить оптимальные реактивное плечо и диаметр сопел. Получены формулы для расчета минимального расхода жидкости в гидроприводе, при котором обеспечивается заданная угловая скорость ротора, и соответствующих этому расходу параметров соплового аппарата. При оптимальных конструкционных параметрах гидропривода коэффициент использования энергии потока максимален. Получено выражение для расчета максимального коэффициента полезного действия привода. Результаты теоретических исследований представлены графически. Приведены расчетные графики оптимальных значений скорости истечения жидкости из сопел, окружной скорости сопел, реактивного плеча, а также коэффициента полезного действия гидропривода при его оптимальных параметрах. Предложены методика и алгоритм решения двух задач проектирования гидропривода: расчета оптимальных конструкционных параметров соплового аппарата для обеспечения максимальной частоты вращения ротора, а также расчета при минимальных энергетических затратах на привод.

Ключевые слова: очистительная центрифуга; ротор; реактивно-струйный гидропривод; сопловый аппарат; диаметр сопла; радиус выноса сопла; реактивное плечо.

Centrifuges with hydrojet drive were widely used in 1960—70 for oil cleaning in the engines. Nowadays some foreign companies apply them together with filters for oil cleaning in engines of vehicles and tractors. The most complex challenge in designing such centrifuges is the calculation of parameters of nozzle diaphragm. Its optimal solution depends on the specific technical requirements to separator under designing. Research objective is to substantiate the optimal geometrical parameters of hydrojet drive of cleaning centrifuges, and to develop its calculation method under different conditions of designing. Design parameters of hydrojet drive, such as nozzle diameter and its reactive arm, are calculated according to the condition of dynamic balance between the drive moment created by the liquid from nozzles, and the moment of resistance to rotation at the stable motion. Design, kinematic and power parameters of nozzle diaphragm that provide the driving kinetic moment of liquid are analyzed. The factors influencing on rotational resistance are determined. As a result, the equation of balance of specific energies is received: the energy spent for overcoming of rotational resistance, and the motive energy of fluid flow developed by hydrojet drive. The analysis of this equation allows to determine the optimal reactive arm and nozzle diameter. Formulas for calculation of minimal fluid consumption in hydrojet drive that provides the specific angular speed of rotor and the parameters of nozzle diaphragm corresponding to this consumption are received. With optimal design parameters of hydrojet drive, the coefficient of utilization of flow energy is maximal. The expression for calculation of the maximal efficiency coefficient of hydrojet drive is obtained. Results of theoretical researches are presented in graphic form. Design charts of optimal values of flow rate of liquid from nozzles, circumferential speed of nozzles, reactive arm, and also efficiency coefficient of hydrojet drive with its optimal parameters are given. A method and solution algorithm of two problems of hydrojet drive design are offered: the calculation of optimal design parameters of nozzle diaphragm for ensuring the maximal rotating speed of rotor, and also the calculation with the minimal power consumption of drive.

Keywords: cleaning centrifuge; rotor; hydrojet drive; nozzle diaphragm; nozzle diameter; radius of nozzle offset; reactive arm.

Введение

Центрифуги с реактивным гидроприводом активно использовались в нашей стране в 1960—70-е гг. для очистки масла в двигателях автомобилей, тракторов и сельхозмашин. Снижение популярности применения этой технологии в двигателестроении, произошедшее в 1980—90-е гг., было вызвано в основном лоббированием интересов крупных компаний-производителей фильтров, так как центрифуги не относятся к расходным материалам и используются в течение всего срока службы двигателей.

Тем не менее к началу XXI в. центрифуги с гидроприводом вновь стали востребованы. В настоящее время

ряд фирм Великобритании, Германии, США, Австралии, Индии, Китая применяет их совместно с фильтрами при очистке масел в двигателях, гидравлических трансмиссиях, гидросистемах тракторов, транспортных средств и машин специального назначения. Например, компания Mann+Hummel поставляет центрифуги в качестве OEM-продукта более чем 40 производителям двигателей, в т.ч. Caterpillar, Cummins, Detroit Diesel, EMD, General Electric, Ingersoll-Rand, MAN, MTU, Perkins, Scania, Waukesha.

В большинстве случаев современные импортные центрифуги мало отличаются от первых моделей, разработанных еще в 1950-е гг. фирмой Glacier Metal Company

(Великобритания), и имеют весьма посредственные характеристики. Таким образом, задача совершенствования очистительных центрифуг, в т.ч. с реактивным гидроприводом, остается актуальной.

Одним из критериев оценки эффективности центрифуг для очистки технических жидкостей служит частота вращения ротора. От этого параметра зависят напряженность центробежного поля и, следовательно, потенциальная возможность разделения центрифугой несмешиваемых жидкостей различной плотности или их очистки от загрязнений.

Скорость вращения ротора центрифуги с реактивно-струйным гидроприводом во многом определяется совершенством его конструкции. Поэтому при проектировании подобных сепараторов наиболее сложная и ответственная задача — расчет оптимальных параметров соплового аппарата привода. В частности, проблема состоит в рациональном выборе диаметра сопел и реактивного плеча (т.е. радиуса выноса сопел относительно оси вращения ротора), которые обеспечили бы необходимую частоту вращения ротора при заданном давлении на входе в центрифугу и некоторых конструктивных ограничениях.

Кроме того, часто возникает необходимость выбора оптимальных геометрических параметров гидропривода, обеспечивающих максимальную частоту вращения ротора при фиксированном давлении на входе и расходе жидкости на привод, т.е. при заданной подводимой мощности потока. Таким образом, решение задачи оптимизации гидропривода зависит от постановки технических условий на проектирование.

Известны работы [1–5], в которых теоретически обосновывается оптимальное реактивное плечо вне связи с диаметром сопла. Однако, как показывает анализ [6, 7], оптимальный гидропривод характеризуется строго определенными значениями плеча в совокупности с диаметром сопел.

Цель исследования

Цель исследования — обоснование оптимальных геометрических параметров реактивно-струйного гидропривода очистительных центрифуг, а также разработка методики их расчета при различных условиях проектирования.

Материалы и методы

Геометрические параметры реактивно-струйного гидропривода, в частности диаметр сопел и их реактивное плечо, выводятся из уравнения баланса моментов: движущего (реактивного) $M_{дв}$, реализуемого истекающей из сопел жидкостью, и момента M_c сопротивления вращению ротора при его установившемся вращении:

$$M_{дв} = M_c.$$

Движущий момент равен кинетическому моменту жидкости относительно оси вращения, соответствующему ее секундному расходу через сопла:

$$M_{дв} = m_s v_c R_v, \quad (1)$$

где m_s — секундный массовый расход жидкости через сопла, кг/с; v_c — абсолютная скорость истечения жидкости из сопел, м/с; R_v — плечо абсолютной скорости относительно оси вращения, м.

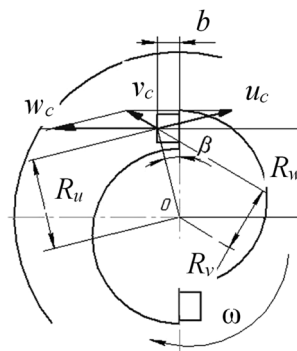


Рис. 1. Схема скоростей реактивного гидропривода

Момент равнодействующего вектора скорости v_c равен сумме моментов составляющих его векторов (рис. 1):

$$v_c R_v = w_c R_w - u_c R_u, \quad (2)$$

где w_c — скорость истечения жидкости из сопла (относительная), м/с; u_c — окружная скорость выходного отверстия сопла (переносная), м/с; R_w , R_u — плечи относительной и переносной скоростей, м.

Скорость кромки сопла u_c равна:

$$u_c = \omega R_u = \omega \frac{R_w}{\cos \beta} = ua, \quad (3)$$

где ω — угловая скорость ротора, рад/с; $u = \omega R_w$ — окружная скорость точек ротора, расположенных на радиусе выноса сопла R_w относительно оси вращения, м/с; $a = 1/\cos \beta$ — коэффициент, учитывающий угол смещения β выходного отверстия (кромки) сопла относительно диаметральной плоскости.

Скорость истечения из сопла определяется по известной формуле [1]:

$$w_c = \varphi \sqrt{\frac{2P_c}{\rho}}, \quad (4)$$

где φ — коэффициент скорости; P_c — давление перед соплом, Па; ρ — плотность жидкости, кг/м³.

Давление жидкости перед соплами складывается из давления на входе в центрифугу $P_{вх}$ и центробежного давления $P_{цб}$ за вычетом гидравлических потерь давления ΔP_p на участке от входа в центрифугу до сопел:

$$P_c = P_{вх} + P_{цб} - \Delta P_p, \quad (5)$$

где центробежное давление перед соплами

$$P_{цб} = \frac{\rho u_c^2}{2} = \frac{\rho a^2 u^2}{2}. \quad (6)$$

Выразим m_s через объемный расход жидкости из сопел Q_c , м³/с, как $m_s = Q_c \rho$. С учетом выражений (2)–(6) формула (1) примет вид:

$$M_{дв} = Q_c \rho R_w \left(\varphi \sqrt{\frac{2(P_{вх} - \Delta P_p)}{\rho}} + a^2 u^2 - a^2 u \right). \quad (7)$$

Момент сопротивления вращению ротора центрифуги зависит от геометрических параметров ротора, его конструктивных элементов и скорости вращения. Он складывается из аэродинамического сопротивления и сопротивления, возникающего в опорах оси вращения.

Момент аэродинамического сопротивления можно рассчитать по упрощенной формуле, часто применяемой в инженерных расчетах [8]:

$$M_c^a = C_a \rho_{cp} \omega^2 D^5 \left(1 + 5 \frac{H}{D}\right), \quad (8)$$

где ρ_{cp} — плотность газовой среды, окружающей ротор, кг/м³; H, D — габаритные высота и диаметр ротора, м; C_a — безразмерный коэффициент аэродинамического сопротивления (в общем случае зависящий от ω, H, D).

Таким образом, M_c^a пропорционален квадрату угловой скорости ротора ω^2 .

Момент сопротивления в опорах оси вращения ротора возникает в цилиндрических шелевых уплотнениях и подшипниках скольжения (или качения). Причем существуют их оптимальные параметры, позволяющие получить наименьшее сопротивление вращению и повысить угловую скорость ротора при прочих равных условиях [9, 10].

Моменты сопротивления в подшипнике скольжения M_c^{nc} и цилиндрическом уплотнении M_c^y определяются вязким трением и разбрызгиванием жидкости из-за ее утечек через зазоры. В обоих случаях они пропорциональны угловой скорости ротора ω [9, 10]. Следовательно, в общем случае имеем:

$$M_c^{nc} + M_c^y = B_1 \omega, \quad (9)$$

где B_1 — коэффициент, учитывающий физические свойства жидкости, геометрические параметры подшипников (цилиндрических уплотнений) и величину утечек жидкости через зазоры, Н · м · с.

При использовании подшипников качения момент сопротивления в них M_c^{pk} в общем случае складывается из трения в подшипниках $M_{тр}^{pk}$ и сопротивления в сопутствующих цилиндрических уплотнениях M_c^y . Причем момент трения для однорядных радиальных шарикоподшипников скоростных центрифуг пропорционален квадрату угловой скорости ротора [11]:

$$M_{тр}^{pk} = A_1 \omega^2, \quad (10)$$

где A_1 — коэффициент, учитывающий конструкционные параметры подшипника, физические свойства его материалов, дисбаланс ротора, Н · м · с².

Суммарный момент сопротивления вращению ротора центрифуги в самом общем случае определяется как:

$$M_c = M_c^a + M_c^y + M_c^{nc} + M_{тр}^{pk},$$

или с учетом выражений (8)—(10):

$$M_c = A\omega^2 + B\omega, \quad (11)$$

где A, B — обобщающие коэффициенты пропорциональности.

Подставив выражения (7) и (11) в уравнение равенства моментов и умножив обе части на ω , получим с учетом формулы (3) уравнение энергетического баланса:

$$A\omega^3 + B\omega^2 = \frac{Q_c \rho}{a} \varphi u_c \sqrt{\frac{2(P_{вх} - \Delta P_p)}{\rho}} + u_c^2 - Q_c \rho u_c^2. \quad (12)$$

Здесь левая и правая части соответственно равны удельным энергиям E_c , расходуемой на преодоление со-

противления вращению ротора, и движущей энергии потока жидкости $E_{дв}$, развиваемой гидроприводом:

$$E_c = E_{дв}. \quad (13)$$

Исследовав правую часть выражения (12) на экстремум, определим, что максимум угловой скорости ротора ω будет соответствовать окружной скорости выходных отверстий сопел, равной:

$$u_c^{opt} = f_1(\varphi) \sqrt{\frac{P_{вх} - \Delta P_p}{\rho}}, \quad (14)$$

где введено обозначение

$$f_1(\varphi) = \sqrt{\sqrt{\frac{a^2}{a^2 - \varphi^2}} - 1}. \quad (15)$$

При этом оптимальная скорость истечения из сопел (относительная скорость струй) с учетом выражений (4)—(6) и (14) будет равна:

$$w_c^{opt} = f_2(\varphi) \sqrt{\frac{P_{вх} - \Delta P_p}{\rho}}, \quad (16)$$

где

$$f_2(\varphi) = \frac{\varphi^2 \sqrt{\sqrt{\frac{a^2}{a^2 - \varphi^2}} - 1}}{a - \sqrt{a^2 - \varphi^2}}. \quad (17)$$

Максимальная угловая скорость ротора ω_{max} , соответствующая u_c^{opt} , находится с помощью уравнения энергетического баланса (12), представленного с учетом выражений (1), (2), (14), (16) в виде:

$$A\omega^3 + B\omega^2 = f_3(\varphi) Q_c (P_{вх} - \Delta P_p), \quad (18)$$

где

$$f_3(\varphi) = 1 - \sqrt{1 - \frac{\varphi^2}{a^2}}. \quad (19)$$

Определив ω_{max} из уравнения (18), найдем оптимальный радиус выноса выходного отверстия сопел:

$$R_u^{opt} = \frac{u_c^{opt}}{\omega_{max}} = \frac{f_1(\varphi)}{\omega_{max}} \sqrt{\frac{P_{вх} - \Delta P_p}{\rho}}$$

и оптимальное плечо вектора скорости истечения из сопел w_c :

$$R_w^{opt} = R_u^{opt} \cos \beta = R_u^{opt} / a. \quad (20)$$

Гидравлические потери в роторе можно считать пропорциональными квадрату расхода жидкости [12]:

$$\Delta P_p = Z Q_c^2,$$

где Z — суммарный коэффициент гидравлических потерь на участке от входа в центрифугу до сопел, зависящий от конструкционных параметров проточной части, кг/м⁷.

С учетом этого, а также формул (11) и (19), уравнение (18) примет вид:

$$Q_c^3 - \frac{P_{вх}}{Z} Q_c + \frac{M_c \omega a^2}{Z \varphi^2} \left(1 + \sqrt{1 - \frac{\varphi^2}{a^2}}\right) = 0. \quad (21)$$

С помощью уравнения (21) можно определить минимальный расход жидкости Q_c^{min} , обеспечивающий заданную угловую скорость ротора ω , и далее найти оптимальный радиус выноса сопел R_w^{opt} и их диаметр.

Определив оптимальную скорость истечения жидкости из сопел w_c^{opt} , вычислим диаметр струи с учетом ее деформации в сжатом сечении:

$$d_c^{сж} = \sqrt{\frac{4Q_c}{\pi i w_c^{opt}}} = 1,128 \sqrt{\frac{Q_c}{i w_c^{opt}}}, \quad (22)$$

где i — количество сопел.

Фактический диаметр выходного отверстия сопла d_c находим с учетом коэффициента сжатия струи ε_c [12]:

$$\varepsilon_c = \left(\frac{d_c^{сж}}{d_c}\right)^2 = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - n_c},$$

где $n_c = d_c^2/d_{вх}^2$ — степень сжатия потока при его подводе к соплу; $d_{вх}$ — диаметр входной подводящей полости сопла, м.

Отсюда

$$d_c = \sqrt{\frac{(1,75(d_c^{сж})^2 + 1,18d_{вх}^2) - \sqrt{(1,75(d_c^{сж})^2 + 1,18d_{вх}^2)^2 - 7,72(d_{вх}d_c^{сж})^2}}{2}}. \quad (23)$$

Оптимальные параметры гидропривода позволяют наибольшую часть энергии потока обратить на привод ротора, т.е. на преодоление момента сопротивления его вращению.

При установившемся режиме работы центрифуги, как отмечалось, соблюдается баланс удельных энергий (13). Полная же энергия потока жидкости на входе в центрифугу равна:

$$E_{п} = Q_c P_{вх}.$$

Тогда максимальный коэффициент использования энергии потока η (КПД гидропривода), соответствующий оптимальным значениям диаметра сопла и радиуса его выноса, будет равен:

$$\eta = \frac{E_c}{E_{п}} = \frac{E_{дв}}{E_{п}} = \frac{f_3(\varphi) Q_c (P_{вх} - \Delta P_p)}{Q_c P_{вх}} = f_3(\varphi) \left(1 - \frac{\Delta P_p}{P_{вх}}\right). \quad (24)$$

Результаты и их обсуждение

На рис. 2 представлены построенные с учетом формул (14), (16) графики расчетных зависимостей оптимальной скорости истечения из сопел w_c^{opt} и окружной скорости выходных отверстий сопел u_c^{opt} , соответствующих максимальной угловой скорости ротора ω . Как видно из графиков, скорости тем меньше, чем меньше коэффициент скорости φ и давление перед соплами P_c , что вполне согласуется с результатами многочисленных наблюдений в ходе испытаний экспериментальных центрифуг.

Графики теоретических зависимостей оптимального радиуса выноса сопел (реактивного плеча) R_w^{opt} от давления и частоты вращения ротора, построенные с учетом выражения (20), представлены на рис. 3. Данный радиус тем меньше, чем меньше давление перед соплами, а значит, давление на входе в центрифугу, и чем больше планируемая частота вращения ротора центрифуги.

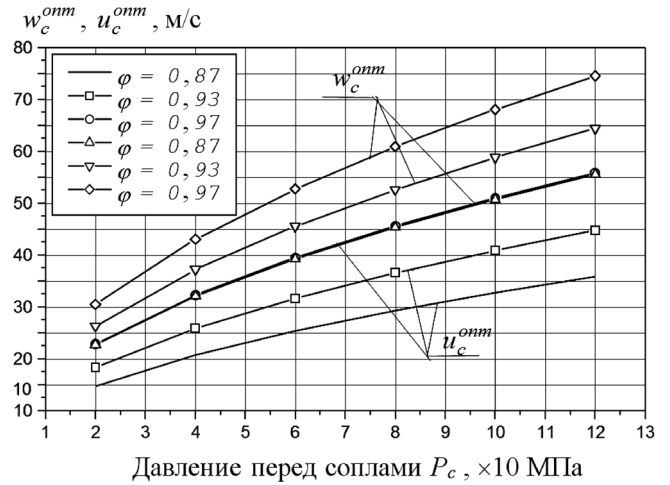


Рис. 2. Графики расчетных зависимостей w_c^{opt} и u_c^{opt} от коэффициента скорости φ и давления перед соплами P_c при $a = 1,02$; $\beta = 11,5^\circ$

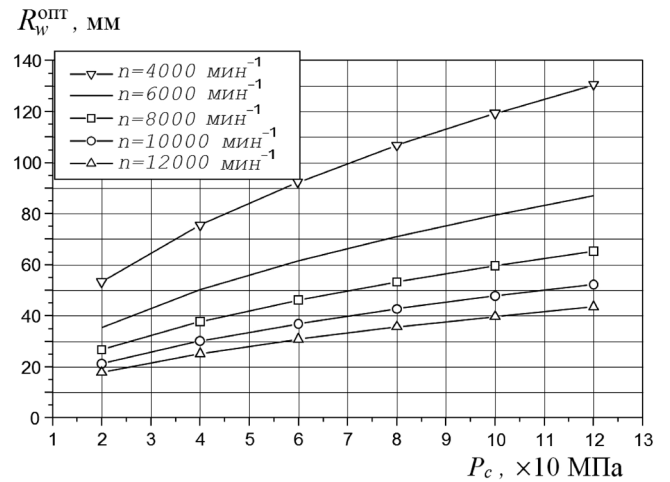


Рис. 3. Графики расчетных зависимостей R_w^{opt} от давления перед соплами P_c и частоты вращения ротора n

В формулах (14), (16), (18), определяющих оптимальные значения основных кинематических параметров гидропривода — окружной скорости выходных отверстий сопел, скорости истечения жидкости из сопел, максимальной угловой скорости ротора, — особое значение имеют функции $f_1(\varphi)$, $f_2(\varphi)$, $f_3(\varphi)$. На рис. 4 представлены графики этих функций, посчитанные по формулам (15), (17), (19).

КПД гидропривода η при его оптимальных геометрических параметрах, как следует из выражения (24), зависит от гидравлических потерь во внутренней полости ротора и соплах ΔP_p , коэффициента скорости истечения из сопел φ , а также, как следует из выражения (19), от смещения выходных отверстий сопел относительно диаметральной плоскости, характеризуемого коэффициентом a (или углом β). На рис. 5 эти зависимости представлены графически.

Полученные в результате исследований выражения (14), (16), (20), (22) и (23) для оптимальных параметров гидропривода в совокупности с энергетическим уравнением (18), а также с формулами для моментов сопротивления вращению [8—11] позволяют решить ряд задач при проектировании центрифуг.

Задача 1

Исходя из функционального назначения проектируемой центрифуги и энергетических возможностей задаются:

- геометрические параметры ротора (диаметр D , высота H);
- тип, размеры подшипников и щелевых уплотнений ($d_{пс}$, $l_{пс}$, d_y , l_y , ...);
- давление жидкости на входе в центрифугу $P_{вх}$;
- расход жидкости на гидропривод Q_c .

Рассчитываются (или задаются) величина относительных гидравлических потерь в роторе $\Delta P_p/P_{вх}$ и коэффициент скорости истечения жидкости из сопел φ .

Далее определяются оптимальные параметры гидропривода для достижения максимальной частоты вращения ротора ω_{max} при данных условиях (диаметр сопла d_c^{opt} , реактивное плечо R_w^{opt}).

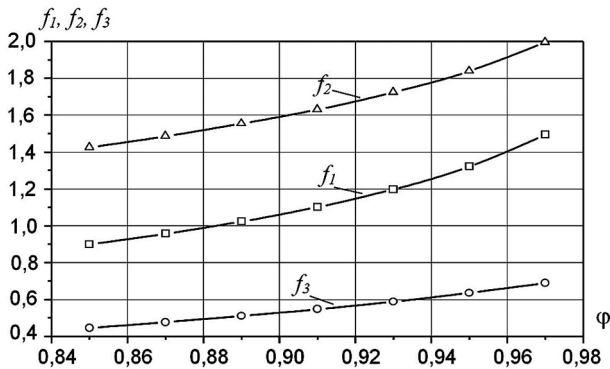


Рис. 4. Графики расчетных значений $f_1(\varphi)$, $f_2(\varphi)$, $f_3(\varphi)$ при $a = 1,02$

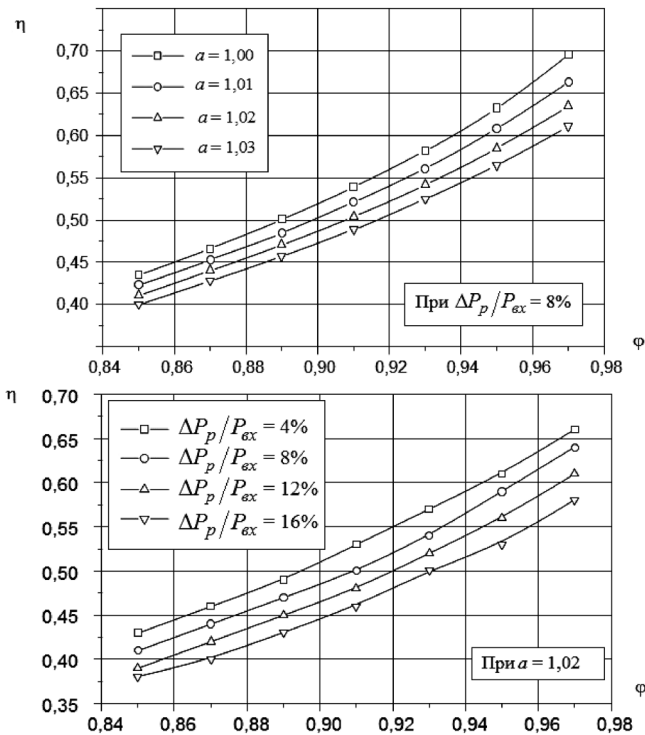


Рис. 5. Графики расчетных зависимостей КПД реактивного привода от коэффициента скорости φ при различных значениях коэффициента смещения сопла a и гидравлических потерь в роторе ΔP_p

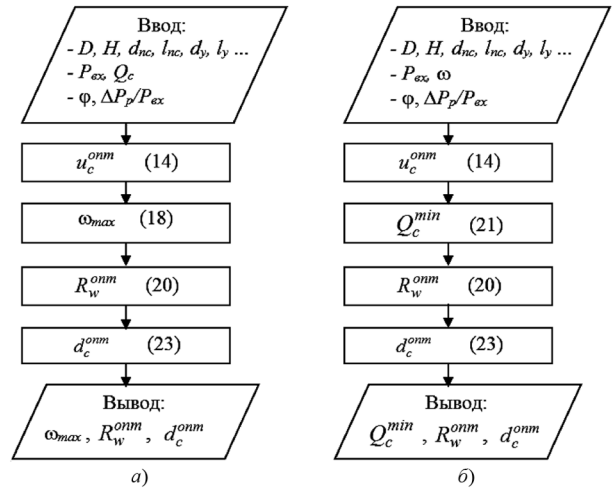


Рис. 6. а, б. Блок-схемы алгоритмов расчета оптимальных параметров реактивного гидропривода центрифуг

На рис. 6, а представлен алгоритм решения этой задачи в виде блок-схемы со ссылками на формулы, используемые при решении.

Задача 2

Задаются (назначаются):

- геометрические параметры ротора (диаметр D , высота H);
- тип, размеры подшипников и щелевых уплотнений ($d_{пс}$, $l_{пс}$, d_y , l_y , ...);
- давление жидкости на входе в центрифугу $P_{вх}$;
- относительные гидравлические потери $\Delta P_p/P_{вх}$;
- коэффициент скорости истечения из сопел φ .

Расход на привод Q_c в данной задаче можно варьировать. В этом случае назначается требуемая угловая скорость ротора ω и определяются такие параметры гидропривода (d_c^{opt} , R_w^{opt}), которые обеспечили бы минимальный расход на привод Q_c^{min} для достижения требуемой скорости. Блок-схема алгоритма решения задачи представлена на рис. 6, б.

Заключение

В результате анализа уравнения энергетического баланса центрифуги с реактивно-струйным гидроприводом при установившемся режиме ее работы теоретически обоснованы оптимальные геометрические параметры гидропривода.

Показано существование функциональной зависимости между диаметром сопел и их реактивным плечом.

Разработана методика расчета параметров гидропривода при условии обеспечения максимальной частоты вращения ротора, а также при минимальных энергетических затратах на привод.

Литература и источники

1. Григорьев М. А., Покровский Г. П. Автомобильные и тракторные центрифуги. М.: Машгиз, 1961. 183 с.
2. Гродзиевский В. И. Реактивные центрифуги для очистки масла в двигателях внутреннего сгорания. М.—Киев: Машгиз, 1963. 88 с.
3. Дегтярев В. А., Рябинин Н. П. Исследование реактивных масляных центрифуг // Труды ВНИПТИМЭСХ. 1960, вып. 3. С. 123—145.
4. Дегтярев В. А., Рябинин Н. П. Исследование реактивных масляных центрифуг // Труды ВНИПТИМЭСХ. 1961, вып. 4. С. 36—67.

5. Дегтярев В. А., Рябинин Н. П., Пироженко Е. М. Исследование реактивных масляных центрифуг // Труды ВНИПТИМЭСХ. 1962, вып. 5. С. 11—55.

6. Снежко В. А. Методика проектирования реактивного привода центрифуг. Деп. в ВИНТИ № 2616-В99.

7. Лихачев А. Ю., Снежко А. В., Снежко В. А. Об ориентации сопел центрифуг со струйно-реактивным приводом // В Сб.: Совершенствование конструкций и повышение эффективности функционирования колесных и гусеничных машин в АПК. Зерноград, 2007. С. 71—73.

8. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. М.: Mashgiz, 1960. 112 с.

9. Снежко А. В. Обоснование размеров щелевых цилиндрических уплотнений центрифуг с гидроприводом // Тракторы и сельхозмашины. 2015, № 7. С. 27—30.

10. Снежко А. В. К обоснованию оптимального зазора в подшипниках скольжения маслоочистительных центрифуг // Вестник АПК Ставрополя. 2015, № 2 (18). С. 63—67.

11. Подшипники качения: Справ. пособие / Под ред. Н. А. Спицына. М.: Машиностроение, 1961. 828 с.

12. Альтшуль А. Д. Местные гидравлические сопротивления при движении вязких жидкостей. М.: Гостехиздат, 1962.

References

1. Grigor'ev M. A., Pokrovskiy G. P. *Avtomobil'nye i traktornye tsentrifugi* [Automobile and tractor centrifuges]. Moscow, Mashgiz Publ., 1961, 183 p.

2. Grodzievskiy V. I. *Reaktivnye tsentrifugi dlya ochistki masla v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya* [Reactive centrifuges for purification of oil in internal combustion engines]. Moscow—Kiev, Mashgiz Publ., 1963, 88 p.

3. Degtyarev V. A., Ryabinin N. P. Study of reactive oil centrifuges. *Trudy VNIPTIMESKh*, 1960, no. 3, pp. 123—145 (in Russ.).

4. Degtyarev V. A., Ryabinin N. P. Study of reactive oil centrifuges. *Trudy VNIPTIMESKh*, 1961, no. 4, pp. 36—67 (in Russ.).

5. Degtyarev V. A., Ryabinin N. P., Pirozhenko E. M. Study of reactive oil centrifuges. *Trudy VNIPTIMESKh*, 1962, no. 5, pp. 11—55 (in Russ.).

6. Snezhko V. A. Methods of designing of reactive drive of centrifuges. Deposit manuscript in All-Russian Institute for Scientific and Technical Information, no. 2616-B99 (in Russ.).

7. Likhachev A. Yu., Snezhko A. V., Snezhko V. A. On the orientation of nozzles of centrifuges with jet and reactive drive. *Sovershenstvovanie konstruktsey i povyshenie effektivnosti funktsionirovaniya kolesnykh i gusenichnykh mashin v APK* [In: Improvement of designs and increase of efficiency of wheeled and tracked machines in agroindustrial complex]. Zernograd, 2007, pp. 71—73 (in Russ.).

8. Pflayderer K. *Lopatochnye mashiny dlya zhidkostey i gazov* [Impeller machines for liquids and gases]. Moscow, Mashgiz Publ., 1960, 112 p.

9. Snezhko A. V. Substantiation of dimensions of groove cylindrical seals of centrifuges with hydraulic drive. *Traktory i sel'khoz-mashiny*, 2015, no. 7, pp. 27—30 (in Russ.).

10. Snezhko A. V. To the substantiation of optimum clearance in slider bearings of oil filtering centrifuges. *Vestnik APK Stavropol'ya*, 2015, no. 2 (18), pp. 63—67 (in Russ.).

11. *Podshipniki kacheniya* [Rolling bearings]. Under the editorship of N. A. Spitsyn. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1961, 828 p.

12. Al'tshul' A. D. *Mestnye gidravlicheskie soprotivleniya pri dvizhenii vyazkikh zhidkostey* [Local hydraulic resistances during the movement of viscous liquids]. Moscow, Gostekhizdat Publ., 1962.