

УДК 531.3+532.542

Г.В. Русецкая, Л.В. Смирнов

**ДИНАМИКА ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ**Волжская государственная академия водного транспорта,
Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского

Исследовано динамическое поведение содержащих насосы гидросистем при нестационарных процессах. Получена математическая модель динамики насоса, предназначенная для использования на ранних стадиях проектирования при выборе геометрических и физических параметров, позволяющих удовлетворить проектным требованиям характеристик насоса и его динамическому поведению в составе создаваемой или заданной гидравлической системы.

Ключевые слова: центробежные насосы, вращение ротора, гидросистема, надежность, безопасность, математическое моделирование.

В центробежных насосах протекают взаимосвязанные процессы различной физической природы: механические, связанные с вращением ротора, и гидродинамические, обусловленные течением жидкости в проточных каналах.

Теоретические и экспериментальные исследования характеристик для содержащих насосы гидросистем представляют значительный интерес при решении задач обеспечения эффективной работы, надежности и безопасности большого числа современных технических систем и объектов.

Практическая необходимость при проектировании центробежных насосов и сложность протекающих в них физических процессов стимулируют разработку различных теоретических и экспериментальных подходов с целью обеспечения оптимальных проектных решений и эксплуатационных требований. Особенно сложным является изучение динамического поведения содержащих насосы гидросистем при нестационарных процессах, когда неизбежен выход за пределы обычно рассматриваемой узкой области работы насосного агрегата. Важную роль при этом играет математическое моделирование.

При изучении динамики гидросистем решаются два типа задач. Наиболее часто рассматриваются относительно медленные процессы, когда оказывается возможным использование модели несжимаемой жидкости. Значительно реже рассматриваются быстрые волновые процессы типа гидравлического удара и акустических колебаний, когда сжимаемость жидкости существенна. Примером постановки и решения обеих типов задач могут служить исследования динамики систем циркуляции теплоносителя ядерных реакторов, так как требования к обеспечению их надежности и безопасности особенно велики [2, 3].

Во всех случаях из-за отсутствия более адекватных подходов и моделей, как это принято в прикладной гидромеханике [6], используются статические характеристики в виде зависимости перепада давления от расхода жидкости через элементы гидросистем, включая насос. При этом используется так называемый гидравлический подход, когда в общем случае трехмерное турбулентное течение заменяется квазиодномерным, осредненным по живому сечению потока и турбулентными пульсациями. В случае напорного течения и медленных процессов в качестве уравнений нестационарного течения жидкости используется уравнение Бернулли [6]. При этом математические модели нестационарных процессов в гидросистеме представляют собой систему обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений для участков и уравнений неразрывности для узлов соединения и разделения потоков. Насос, подобно местному сопротивлению, представляется в виде сосредоточенного элемента с гид-

равлической характеристикой, которая при необходимости должна быть задана не только в узком диапазоне, соответствующем стационарной работе, но иногда и при обратном течении жидкости через насос.

Для получения характеристики гидравлической системы при нестационарных процессах в настоящее время разрабатывается и используется при исследованиях подход, основанный на методах аналитической механики [1]. Этот подход разработан для математического моделирования динамики сложных гидравлических систем и назван прикладной аналитической гидромеханикой [2, 4]. Уравнения для участков между узлами представляются в виде уравнений Лагранжа 2-го рода в обобщенной на случай переменного состава форме, то есть с учетом дополнительных сил, обусловленных потоком массы через границы. Уравнения вращения рабочего колеса каждого из входящих в состав гидросистемы насосов также являются уравнениями Лагранжа, а связи механических и гидродинамических процессов выражаются в гидравлических характеристиках насосов и в зависимости момента сопротивления на валу насоса от расхода перекачиваемой жидкости. При исследованиях предполагается, что характеристика насоса может быть представлена в виде полиномов относительно расхода и угловой скорости рабочего колеса. Такое нетрадиционное представление математической модели гидросистемы позволило получить новые, важные с теоретической и практической точек зрения результаты [2, 3].

Проблема, решению которой посвящена настоящая работа, состоит в разработке упрощенной инженерной методики построения этой характеристики для стационарного режима, то есть для различных, но фиксированных значениях расхода и угловой скорости ротора насоса, а также в исследовании поведения взаимодействующих механических и гидродинамических процессов в центробежных насосах на переходных режимах. С этой целью выполнено обобщение прикладной аналитической гидромеханики.

Центробежный насос рассматривается как связанная с внешней средой система, представляющая собой совокупность взаимосвязанных четырех элементов, динамически взаимодействующих с потоком рабочей жидкости: подводящий канал, рабочее колесо, отводящий канал, диффузор.

В рамках прикладной аналитической гидромеханики (ПАГМ) система этих элементов рассматривается, аналогично гидравлической системе, как совокупность соединенных последовательно четырех участков. При этом поток, протекающий через эти участки, рассматривается как одно неразрывное целое.

Однако, в отличие от гидравлической системы, состоящей из неподвижных участков, в системе «Центробежный насос» имеется вращающийся участок - рабочее колесо. Этот участок представляется в виде K одинаковых, соединенных параллельно каналов, через которые движется жидкость, динамически взаимодействуя со стенками этих каналов.

Наличие участка с вращающимися границами потока обуславливает в центробежных насосах протекание взаимосвязанных процессов различной физической природы: механических и гидродинамических. Необходимость исследования этих процессов требует выделения в рассматриваемой системе двух взаимодействующих подсистем:

- механической подсистемы, связанной с вращением ротора насоса и с учетом динамического взаимодействия рабочего колеса ротора с потоком;
- гидродинамической подсистемы, связанной с движением жидкости в $i = 1, 2, 3, 4$ участках и с учетом динамического взаимодействия потока с рабочим колесом ротора (участок $i = 2$).

Механическая подсистема представлена ротором, включающим рабочее колесо с внутренним потоком жидкости в K проточных каналах колеса, вал и вращающиеся элементы привода. Геометрическими характеристиками механической подсистемы является J – суммарный момент инерции элементов ротора насоса. Состояние механической подсистемы описывается переменной $\dot{\phi}$ – угловой скоростью ротора.

Гидродинамическая подсистема состоит из проточной части насоса, включающей подводящий канал, проточные каналы рабочего колеса, отводящий канал, диффузор, $i = 1, 2, 3, 4$

соответственно. Состояние гидродинамической подсистемы описывается переменной Q - расходом жидкости. Геометрическими характеристиками гидродинамической подсистемы являются: $R_i = R_i(l_i)$ - радиус-вектор точек оси потока l_i ; площадь поперечного сечения потока $S_i = S_i(l_i)$. Эти параметры на входе в канал и на выходе из него: $(R_i)_1, (R_i)_2; (l_i)_1, (l_i)_2; (S_i)_1, (S_i)_2$.

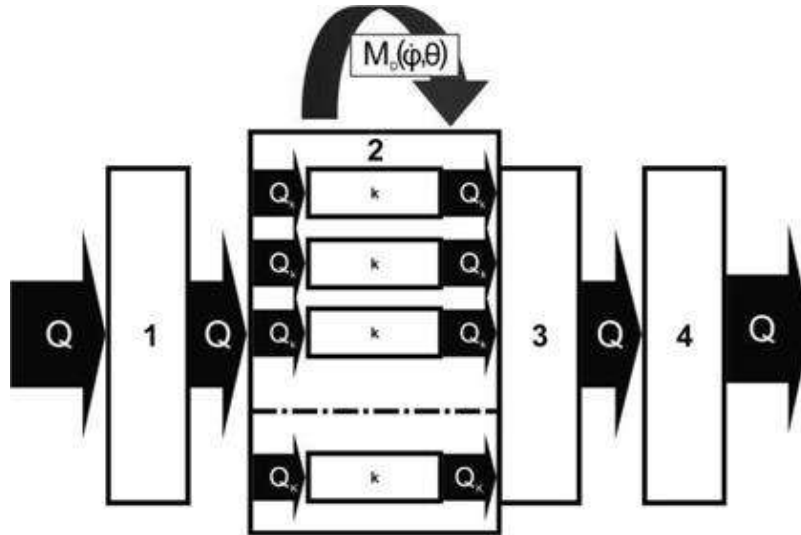


Рис. 1. Структурная схема системы «Центробежный насос»:

1 – подводящий канал; 2 – рабочее колесо; k – проточные каналы рабочего колеса;
3 – отводящий канал; 4 – диффузор

При описании движения механической подсистемы движение ротора рассматривается как вращение твердого тела вокруг неподвижной оси.

Описание движения гидродинамической подсистемы, согласно ПАГМ, выполняется в гидравлическом приближении: поток считается одномерным; сжимаемость жидкости и упругость стенок проточных каналов пренебрегаются; гидравлические потери на участках определяются с использованием обобщенных экспериментальных данных, эмпирических и полупэмпирических зависимостей, обычно получаемых для стационарных режимов течения [6]. Участки $i = 1, 2, 3, 4$ подсистемы рассматриваются как тела переменного состава, поскольку имеется поток массы через границы этих участков.

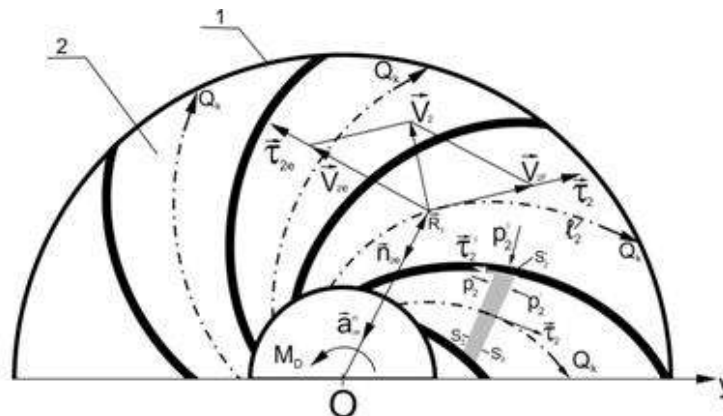


Рис. 2. Схема течения в проточных каналах рабочего колеса:

1 – рабочее колесо; 2 – проточные каналы рабочего колеса

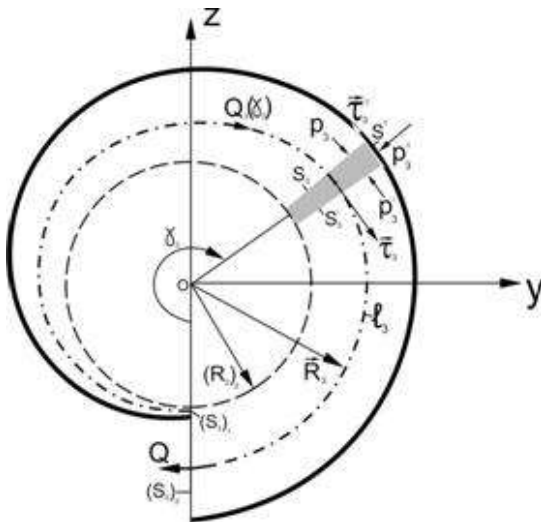


Рис. 3. Схема течения жидкости в отводящем канале

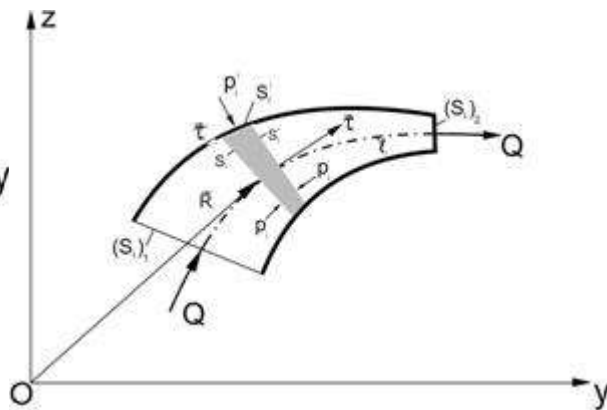


Рис. 4. Общая схема течения жидкости в подводящем канале и диффузоре

Движение жидкости на участке отводящего канала ($i = 3$) гидродинамической подсистемы происходит при переменном вдоль потока расходе (рис. 3). Изменение расхода вдоль канала определяется в соответствии с принятой в практике расчета насосов зависимостью [5]:

$$Q_3 = \frac{Q_{Y3}(l_3)}{2\pi}. \quad (1)$$

Движение жидкости в подводящем канале, рабочем колесе и диффузоре происходит при постоянном вдоль потока расходе.

Для описания с позиции ПАГМ движения системы «Центробежный насос» используется уравнение Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_y} - \frac{\partial T}{\partial q_y} = \Phi_y, \quad y = 1, \dots, V. \quad (2)$$

где q_y - обобщенная координата системы; T - полная кинетическая энергия системы, обусловленная вращением канала и движением жидкости в канале; Φ_y - обобщенные силы, соответствующие обобщенной координате q_y , включающие, кроме обобщенных внешних сил, и обобщенные дополнительные силы, обусловленные переменным составом; \dot{q}_y - обобщенные скорости системы.

Кинетическая энергия системы T определяется суммой кинетических энергий механической подсистемы $T_M = \frac{J\dot{\varphi}^2}{2}$ и гидродинамической подсистемы $T_{ГД} = \sum_{i=1}^4 T_i$:

$$T = \frac{J\dot{\varphi}^2}{2} + \sum_{i=1}^4 T_i, \quad (3)$$

где J - момент инерции ротора насоса, включающего рабочее колесо, приводной вал и вращающиеся элементы передаточного механизма; где T_i - кинетическая энергия жидкости в участках гидродинамической подсистемы:

$$T_i = \left\{ \begin{array}{l} \frac{\rho Q^2}{2} \int_{(l_i)_1}^{(l_i)_2} \frac{dl_i}{S_i}, i = 1, 4; \\ \frac{K\rho}{2} \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} \left[\dot{\phi}^2 R_2^2 + \frac{Q^2}{K^2 S_2^2} - 2\dot{\phi}R \frac{Q}{KS_2} \cos(\bar{\tau}_{1,e} \bar{\epsilon} \bar{\tau}_2) \right] S_2 dl_2, i = 2; \\ \frac{\rho Q^2}{8\pi^2} \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} \frac{\gamma_3^2}{S_3} dl_3, i = 3 \end{array} \right. , \quad (4)$$

$\frac{\rho}{2} \int_{(l_i)_1}^{(l_i)_2} S_i dl_i = m_i$ - масса жидкости в участке; Q - расход жидкости в гидродинамической под-

системе; $V = [V_{2,e}^2 + V_{2,r}^2 - 2V_{2,e}V_{2,r} \cos(\bar{\tau}_{2,e} \bar{\epsilon} \bar{\tau}_2)]^{0,5}$; $V_{2,e} = \dot{\phi}R_2$, $V_{2,r} = \frac{Q}{KS_2}$ - абсолютная, пере-

носная и относительная скорость жидкости в каждом канале рабочего колеса, соответственно; K - количество каналов рабочего колеса; $\bar{\tau}_{2,e}, \bar{\tau}_2$ - единичные векторы направлений переносной и относительной скоростей соответственно.

Интегрирование ведется по длине каналов от входного до выходного сечения. Выражение для кинетической энергии (4) позволяет выбрать вид обобщенных координат системы. Входящие в выражение (4) физические величины: угловая скорость ротора насоса $\dot{\phi}$ и расход жидкости в каналах насоса Q могут рассматриваться как обобщенные скорости, равные угловой скорости ротора для механической подсистемы, $\dot{\phi} = \dot{q}_1$, и расходу жидкости для гидродинамической подсистемы $Q = \dot{q}_2$.

Обобщенные координаты имеют простой физический смысл и являются скрытыми.

При вариации обобщенной координаты $q_y = q_1 = \int_0^t \dot{\phi} dt + q_{1(0)}$, где $q_{1(0)}$ - значение обобщенной координаты в начальный момент времени $t = 0$, система получает виртуальное перемещение $\delta\phi$.

Левая часть соответствующего уравнения Лагранжа (2) запишется в виде

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_1} - \frac{\partial T}{\partial q_1} = \ddot{\phi} \left(J + \rho K \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2^2 S_2 dl_2 \right) - \rho \dot{Q} \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2 \cos(-\bar{\tau}_{2,e} \bar{\epsilon} \bar{\tau}_2) dl_2 . \quad (5)$$

Входящая в правую часть уравнения Лагранжа обобщенная сила Φ_1 определяется из выражения:

$$\delta A_1 = \Phi_1 \delta q_1 , \quad (6)$$

где δA_1 - виртуальная работа обобщенной силы Φ_1 на виртуальном перемещении $\delta\phi$.

Работу δA_1 на виртуальном перемещении $\delta\phi$ выполняют: движущий момент на валу насоса M_D ; момент сопротивления вращению ротора насоса M_C , связанный с трением в подшипниках, уплотнениях вала и дисковым трением (трением жидкости с дисками на внешней стороне колеса); момент M_P , обусловленный гидродинамическим давлением в поперечных сечениях потока S_1 и на поверхности контакта жидкости с ограничивающими по-

ток стенками канала S_i''

$$\delta A_1 = M_D \delta \varphi - M_C \delta \varphi + M_P \delta \varphi, \quad (7)$$

где M_D является заданной функцией времени $M_D = M_D(t)$, M_C определяется на основании специальной уточненной методики определения внутренних механических потерь [9], M_P определяется как результирующий момент относительно оси вращения сил гидродинамического давления в сечениях S_i и S_i'' :

$$M_P = K \left[(p_2)_2 (S_2)_2 (R_2)_2 \cos(-\bar{\tau}_{2,e} \bar{\epsilon} \bar{\tau}_2)_2 - (p_2)_1 (S_2)_1 (R_2)_1 \cos(-\bar{\tau}_{2,e} \bar{\epsilon} \bar{\tau}_2)_1 \right]. \quad (8)$$

Используя (6) и (7), получим

$$\Phi_1 = M_D - M_C + M_P. \quad (9)$$

С учетом (5), (6) и (7) получим уравнение Лагранжа, описывающее движение механической подсистемы,

$$\ddot{\varphi} \left(J + \rho K \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2^2 S_2 dl_2 \right) - \rho \dot{Q} \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2 \cos(-\bar{\tau}_{2,e} \bar{\epsilon} \bar{\tau}_2) dl_2 = M_D - M_C + M_P. \quad (10)$$

При вариации обобщенной координаты $q_y = q_2 = \int_0^t Q dt + q_{i(0)}$, виртуальным перемещением системы является перемещение жидкой среды в $i = 1, \dots, A$ элементах гидродинамической подсистемы $\bar{\tau}_i \delta l_i$.

В этом случае левая часть уравнения Лагранжа (2) для гидродинамической подсистемы примет вид

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_2} - \frac{\partial T}{\partial q_2} = & \rho \dot{Q} \int_{(l_n)_1}^{(l_n)_2} \frac{dl_n}{S_n} + \frac{\rho \dot{Q}}{K} \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} \frac{dl_2}{S_2} + \frac{\rho \dot{Q}}{4\pi^2} \int_{(l_3)_1}^{(l_3)_2} \frac{\gamma_3^2}{S_3} dl_3 - \\ & - \rho \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2 S_2 \ddot{\varphi} \cos(-\bar{\tau}_{2,e} \bar{\epsilon} \bar{\tau}_2) dl_2, \quad n = \overline{1;4} \end{aligned} \quad (11)$$

Для обобщенной силы Φ_2 имеем выражение

$$\delta A_2 = \Phi_2 \delta q_2, \quad (12)$$

где δA_2 - виртуальная работа обобщенной силы Φ_2 на виртуальном перемещении $\delta \varphi$.

Виртуальную работу δA_2 на вариации обобщенной координаты q_2 выполняют: обобщенная сила Φ_2 , обусловленная ускорением свободного падения g во всех элементах гидродинамической подсистемы, центробежным ускорением $a_{2e}'' = \dot{\varphi}^2 R_2$ в каждом сечении каналов рабочего колеса, гидродинамическим давлением p_i и касательным напряжением τ_i'' на поверхности S_i'' . Считая расположение оси вращения ротора вертикальным, имеем работу составляющей обобщенной силы, связанной с ускорением g , равную нулю.

Обобщенная сила Φ_2 определяется с учетом дополнительной обобщенной силы P_2 , связанной с изменением материального состава участков гидродинамической подсистемы, и функции $\Delta p'''(Q; \Lambda)$, описывающей гидравлические потери при движении жидкости в гидродинамической подсистеме.

Дополнительная обобщенная сила $P_2 = \sum_{i=1}^4 P_i$ определяется в соответствии с [4] из выражений:

$$P_i = \begin{cases} \frac{\rho Q^2}{2} \left(\frac{1}{(S_i)_1^2} - \frac{1}{(S_i)_2^2} \right), i = 1, 4; \\ \frac{\rho Q^2}{2K} \left(\frac{1}{(S_2)_1^2} - \frac{1}{(S_2)_2^2} \right), i = 2; \\ \frac{\rho Q^2}{4\pi^2} \left(\frac{(\gamma_3)_1^2}{(S_3)_1^2} - \frac{(\gamma_3)_2^2}{(S_3)_2^2} \right), i = 3 \end{cases}. \quad (13)$$

Гидравлические потери на участках гидродинамической подсистемы описываются функцией вида

$$\Delta p'''(Q; \Lambda) = \Delta p_m''(Q) + \Delta p_2''(\Lambda), m = \overline{1, 3, 4}, \quad (14)$$

где $\Delta p_m''(Q)$ - функции, описывающие гидравлические потери в неподвижных каналах [6]; $\Delta p_2''(\Lambda)$ - функция, описывающая потери во вращающихся каналах рабочего колеса; Λ - безразмерный комплекс, учитывающий результирующее влияние режима движения жидкости, вращения и кривизны канала. Вид функции $\Delta p_2''(\Lambda)$ устанавливается в соответствии с методиками, разработанными на основе экспериментальных и теоретических исследований течения жидкости во вращающихся каналах произвольной геометрии [9].

С учетом (12) получим

$$\Phi_2 = (p_i)_1 - (p_i)_2 + \rho K \dot{\varphi}^2 \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2 \sin(-\bar{\tau}_{2e} \epsilon \bar{\tau}_2) dl_2 + \sum_{i=1}^4 P_i - \Delta p'''(Q; \Lambda), \quad i = \overline{1, 4}, \quad (15)$$

где $(p_i)_1, (p_i)_2$ - давление на входе и выходе i -го канала гидродинамической подсистемы соответственно; $(S_i)_1, (S_i)_2$ - площадь поперечного сечения потока на входе и выходе участков $i = 1, \dots, 4$ соответственно.

Используя выражения (11), (15), получим уравнения движения гидродинамической подсистемы, представленные в форме уравнения Лагранжа,

$$\begin{aligned} & \rho \dot{Q} \left(\int_{(l_n)_1}^{(l_n)_2} \frac{dl_n}{S_n} + \frac{1}{K} \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} \frac{dl_2}{S_2} + \frac{1}{4\pi^2} \int_{(l_3)_1}^{(l_3)_2} \frac{\gamma_3^2}{S_3} dl_3 \right) - \rho \dot{\varphi} \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2 \cos(-\bar{\tau}_{2e} \epsilon \bar{\tau}_2) dl_2 = \\ & = (p_i)_1 - (p_i)_2 + \rho \dot{\varphi}^2 \int_{(l_2)_1}^{(l_2)_2} R_2 \sin(-\bar{\tau}_{2e} \epsilon \bar{\tau}_2) dl_2 + \sum_{i=1}^4 P_i - \Delta p'''(Q; \Lambda), \quad n = \overline{1, 4}, \quad i = \overline{1, 4}. \end{aligned} \quad (16)$$

Уравнения Лагранжа (16) представляют собой систему двух обыкновенных дифференциальных уравнений первого порядка относительно обобщенных скоростей $\dot{\varphi}$ и Q . Уравнения не содержат обобщенных координат. Эти координаты не представляют практического интереса и являются скрытыми. Состояние системы «Центробежный насос» описывается переменными $\dot{\varphi}$ и Q .

Уравнения (10), (16) взаимосвязаны. Гидродинамические параметры: расход Q и перепад давления на участках гидродинамической подсистемы $\Delta p = (p_i)_2 - (p_i)_1, i = 1, \dots, 4$, зави-

сят от угловой скорости $\dot{\phi}$ ротора механической подсистемы. Эти параметры, в свою очередь, определяют нагрузку на приводящий двигатель M_D .

Уравнение (10) является известным уравнением вращения твердого тела относительно закрепленной оси. Входящие в уравнение гидродинамические параметры Q, p позволяют учесть динамическое воздействие на механическую подсистему со стороны гидродинамической подсистемы.

Уравнения (16) являются известными уравнениями Бернулли для нестационарного течения вязкой несжимаемой жидкости в $i = 1, 3, 4$ неподвижных и в $i = 2$ вращающемся элементах гидродинамической подсистемы. Входящий в уравнение параметр $\dot{\phi}$, позволяет учесть динамическое воздействие на гидродинамическую подсистему со стороны механической подсистемы.

Уравнения Лагранжа (10), (16) совместно с заданными начальными условиями, уравнениями неразрывности и условиями в концевых сечениях, через которые происходит обмен жидкостью между участками гидродинамической подсистемы и с внешними по отношению к рассматриваемой системе объектами, образует математическую модель динамики центробежного насоса.

Начальные условия определяют значения параметров механических и гидродинамических процессов в момент времени, соответствующий началу процесса $t = t_0$:

$$\dot{\phi}(t_0) = \dot{\phi}_0; M_D(t_0) = (M_D)_0; p_{\text{вх}}(t_0) = (p_{\text{вх}})_0, p_{\text{вых}}(t_0) = (p_{\text{вых}})_0. \quad (17)$$

Условия неразрывности в узлах соединения участков гидродинамической подсистемы с позиции ПАГМ представляют собой интегрируемые связи обобщенных скоростей, которыми являются расходы жидкости в участках гидродинамической подсистемы:

$$Q_1 = Kq_k = Q_3 = Q_4 = Q. \quad (18)$$

Эти связи были учтены при составлении уравнений движения гидродинамической подсистемы в соответствии с расчетной схемой системы (рис. 1), поэтому в явном виде в состав уравнений, замыкающих математическую модель, не входят.

Условия в концевых сечениях, через которые происходит обмен жидкостью между участками гидродинамической подсистемы, описываются уравнениями

$$(p_{i-1})_2 = (p_i)_1, \quad i = 2, 3, 4, \quad (19)$$

Условия в концевых сечениях системы, через которые происходит обмен жидкостью между гидродинамической подсистемой и внешней по отношению к ней средой (гидравлической системой), определяются условиями работы гидравлической системы, включающей рассматриваемый насос:

$$(p_1)_1 = p_{\text{вх}}, \quad (p_4)_2 = p_{\text{вых}}, \quad (20)$$

где $p_{\text{вх}}, p_{\text{вых}}$ - давление в узле соединения входного сечения насоса с всасывающим трубопроводом и выходного сечения насоса с нагнетательным трубопроводом гидравлической сети соответственно.

На основе представленной математической модели с помощью разработанного программного комплекса выполнен расчет установившихся значений расхода Q и перепада давления на насосе Δp (напора насоса H) специальной конструкции, предназначенного для высоковязких сред, после его включения при различных сопротивлениях сети [7, 8]. Для расчета были заданы: необходимые геометрические параметры проточной части насоса, плотность и вязкость жидкой среды, момент инерции ротора насоса.

Для оценки степени достоверности математической модели проведено сравнение полученных результатов с данными эксперимента [8]. На рис. 5 представлен вид расчетной и экспериментальной гидравлической характеристики рассматриваемого насоса.

Совпадение можно считать удовлетворительным. Для более убедительного свидетельства справедливости представленного подхода и получения на его основе математической модели необходим более обширный экспериментальный результат.

Разрабатываемый инженерный, упрощенный подход необходим для получения математической модели динамики насоса и предназначен для использования на ранних стадиях проектирования при выборе геометрических и физических параметров, позволяющих удовлетворить проектным требованиям характеристики насоса и его динамическому поведению в составе создаваемой или заданной гидравлической системы.

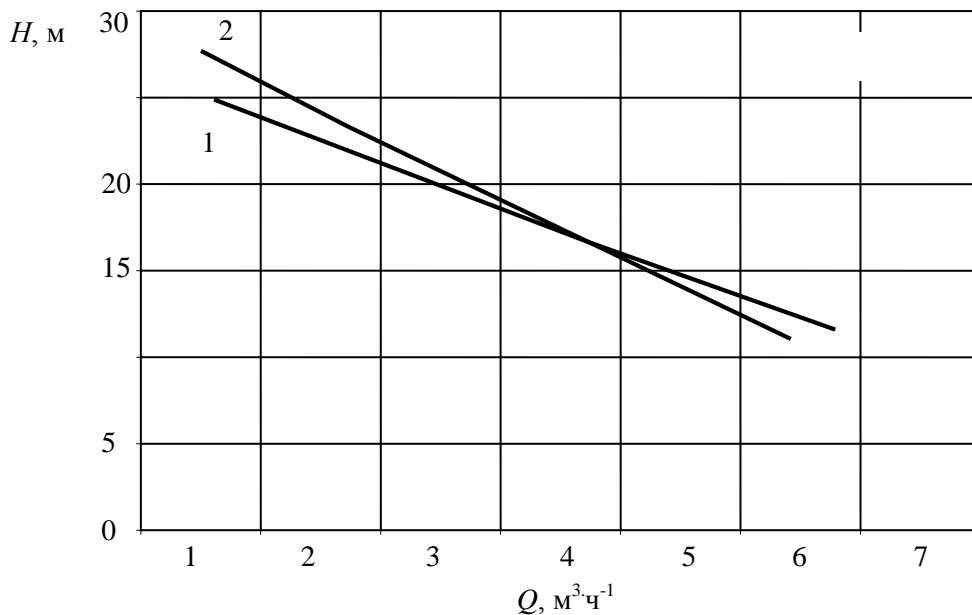


Рис.5. Гидравлическая характеристика $H = H(Q)$ насоса специальной конструкции:

1 – экспериментальная зависимость $H_{\text{э}}(Q)$; 2 – расчетная зависимость $H_{\text{р}}(Q)$

Такая модель необходима для более адекватного подхода при расчете динамики гидравлических систем с насосами.

Имеющиеся в настоящее время и разрабатываемые расчетные модели течения жидкости в насосе при учете пространственных эффектов и, в частности, детерминированного вихреобразования и турбулентности могут служить источником корректировки упрощенной модели и необходимых дополнений. Представленный метод получения математической модели динамики насоса аналогичен гидравлическому подходу, когда расчеты проводятся с использованием эмпирических и экспериментально обоснованных формул Дарси – Вейсбаха для гидравлических сопротивлений [6].

Работа выполнена в рамках ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы» (проект 2.1.2 / 3863).

Библиографический список

1. **Айзерман, М.А.** Классическая механика: учеб. пособие / М.А. Айзерман. – М.: Наука, 1980. – 367 с.
2. **Смирнов, Л.В.** Математические модели динамики и устойчивости систем принудительной циркуляции теплоносителя / Л.В. Смирнов. – М.: Энергоиздат, 1992. – 127с.
3. **Смирнов, Л.В.** Динамика гидромеханических процессов в гидросистемах. Основы прикладной аналитической гидромеханики / Л.В. Смирнов // ICOVP - 2001: докл. 5 Междунар. конф. / ИМАШ. М., 2001. – С. 416–420.

4. **Смирнов, Л.В.** Основы прикладной аналитической гидромеханики напорного течения несжимаемой жидкости: учеб. пособие / Л.В. Смирнов. – Н. Новгород: Изд-во ННГУ, 2009. – 64 с.
5. **Ломакин, А.А.** Центробежные и осевые насосы / А.А. Ломакин. М.-Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
6. **Чугаев, Р.Р.** Гидравлика / Р.Р. Чугаев. – Л.: Энергоиздат, 1982. – 672 с.
7. **Лукин, Н.В.** Новый насос для вязких жидкостей / Н.В. Лукин, Г.В. Русецкая // Материалы науч.-практ. конф., посв. 150-летию Волжского пароходства / ВГАВТ. – Н. Новгород. 1993. С. 71.
8. **Русецкая, Г.В.** Исследование и основы проектирования радиального насоса трения: дисс... канд. техн. наук. – Н. Новгород, 1996. – 155 с.
9. **Шкарбуль, С.Н.** Гидродинамика потока в рабочих колесах центробежных турбомашин / С.Н. Шкарбуль, А.А. Жарковский. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1996. – 356 с.

*Дата поступления
в редакцию 26.01.2010*

G. Rusetskaya, L. Smirnov

DYNAMICS HYDRO-MECHANICAL PROCESSES IN CENTRIFUGAL PUMPS

Research the dynamic behavior of pumps hydraulic systems with non-stationary processes. A mathematical model of the dynamics of pumps them are found. This mathematical model are purpose for use in the early stages of design when selecting the geometrical and physical parameters that meet the design requirements of the pump characteristics and its dynamic behavior in the created or specified hydraulic system.

Key words: centrifugal pumps, rotor, hydraulic systems, reliability, safety, mathematical modeling.