

УДК 621.226

А.И. ОЗЕРСКИЙ

ПРИМЕНЕНИЕ ПОДХОДА ЛАГРАНЖА К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ ДИНАМИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ ГИДРОПРИВОДНЫХ И ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Излагается подход Лагранжа к решению задач динамики гидравлических систем гидроприводных и теплоэнергетических установок. В качестве примера приводятся результаты расчёта и данные экспериментальных исследований процессов запуска струйных и лопастных насосов при заполнении жидкостью каналов гидравлических магистралей модельной установки.

Ключевые слова: *подход Лагранжа, динамика гидравлических систем, гидроприводные и теплоэнергетические установки, экспериментальные исследования.*

Введение. При исследовании динамики гидравлических систем гидроприводных и теплоэнергетических установок часто возникают задачи, связанные с расчётами параметров движения жидких и газожидкостных сред с контактными разрывами, перемещающимися в каналах гидромашин и гидравлических магистралей указанных систем [1-3].

Под контактными разрывами здесь надо понимать такие поверхности в жидкости, поток массы вещества через которые равен нулю и на которых имеет место разрыв основных параметров жидкой среды: плотности, температуры, вязкости, концентрации какого-либо вещества, растворённого в жидкости, и т.п. [4].

К рассматриваемым явлениям можно отнести движение жидких сред с подвижной границей раздела двух сред, в частности – жидкости и газа (пара), жидкости и твёрдого тела. Такие явления имеют место при движении жидких сред в гидравлических каналах с поршнями и другими подвижными элементами, при опорожнении или заполнении рабочей жидкостью каналов гидравлических машин и магистралей. Они возникают при кавитационных режимах течения жидкости, снарядном режиме движения жидких сред, разделённых газовыми или паровыми пузырями (пробками) в указанных каналах, и т.п.

Одной из основных целей исследования особенностей рассматриваемых процессов является определение законов движения именно подвижных границ разрывов (границ раздела сред). Например, при движении рабочей жидкости в каналах гидравлических машин и магистралей гидроприводных систем, изолированных от внешней среды, необходимо точно рассчитывать не только координаты границы свободной поверхности рабочей жидкости в баках, но и координаты границ контакта рабочей жидкости с поверхностью силовых элементов привода, определяющих позиционную точность гидроприводных систем.

В настоящей статье излагаются основы теории расчёта параметров и характеристик указанных выше процессов и опыт применения подхода Лагранжа, накопленный автором при решении задач расчёта динамики гидравлических систем, содержащих жидкости с контактными разрывами, перемещающимися в каналах с гидравлическими машинами [1-3].

Постановка задачи. Расчёт динамики гидравлических машин был и остаётся одной из наиболее актуальных и сложных задач гидромашиностроения. Известно, что научным обоснованием теории турбомашин до 1890 г. была струйная теория Л. Эйлера, основанная на предположении и бесконечном числе лопастей гидромашин, обтекаемых идеальной жидкостью. Как отметил академик Г.Ф. Проскура [5], эта теория являлась основанием для создания ряда лопастных гидравлических машин до тех пор, пока не появились задачи машиностроения, связанные с необходимостью увеличения мощности этих машин, с требованием учёта влияния конечного числа лопастей, а также с необходимостью расчёта оптимальных форм лопастей и межлопастных каналов, определяющих совершенство лопастной гидравлической машины. Эти задачи успешно решены в трудах русских

учёных: Н.Е. Жуковского и его ученика академика С.А. Чаплыгина в созданной ими теории крыла, которая получила дальнейшее развитие в исследованиях Л. Прандтля и Т. Кармана. Обобщению теории проектирования и конструктивного совершенства лопастных гидравлических машин посвящены исследования Г.Ф. Проскуры, С.С. Руднева, А.А. Ломакина, Б.В. Овсянникова, Б.И. Боровского, В.Ф. Чебаевского, И.М. Вершинина и других отечественных и зарубежных учёных.

Несмотря на то, что по созданию методов расчёта гидромашин и гидравлических систем имеется множество научных и экспериментальных работ, многие задачи их расчёта остаются нерешёнными. Например, динамика высокоскоростных пространственных течений жидких сред в гидравлических каналах магистралей и гидравлических машин, рабочие полости которых заполняются или опорожняются в процессе их запуска, останова и переходных режимах работы машин, практически не поддаются расчётам даже на современных суперкомпьютерах. Это связано с чрезвычайной сложностью процессов движения жидких сред в подводящих и отводящих каналах гидромашин, а также – в межлопастных каналах рабочих колёс этих машин в указанных условиях движения жидкости. Процессы движения жидкости в гидромашине сопровождаются разрывами сплошности потока жидкости, размытостью фронта потока, неустойчивостью течения, вихреобразованием, турбулентностью, отрывными течениями, образованием как основных, так и дополнительных (нерабочих) циркуляционных потоков, газонасыщением и кавитацией. Процессы эти мало изучены из-за их необычайной сложности, а также вследствие трудности их непосредственных наблюдений и измерений их гидродинамических параметров.

Учитывая сложность исследуемых процессов, а также современный уровень знаний об их действительных характеристиках [5, 6], считаем, что предлагаемый опыт использования подхода Лагранжа к решению некоторых задач динамики гидравлических систем гидроприводных и теплоэнергетических установок будет полезным не для прямого их расчёта, а для обобщённых выводов об их временных характеристиках и зависимостях, влияющих на эксплуатационные свойства гидросистем и определяемых на этапе их проектирования. Предлагаемые методы использовались для оценки гидродинамических параметров процессов запуска, останова и переходных режимов гидравлических систем и оборудования, в системах автоматизированного проектирования (САПР) гидравлического оборудования гидроприводных и теплоэнергетических установок, а также – транспортных, строительных, сельскохозяйственных и армейских машин [7].

Перейдём к выводу уравнений движения жидких сред с контактными разрывами в каналах с гидравлическими машинами. Подход Лагранжа применим к одномерному неустановившемуся

движению вязкой сжимаемой жидкости с контактными разрывами в канале, площадь поперечного сечения которого $\sigma(s)$ является заданной функцией криволинейной координаты s , отсчитываемой вдоль оси канала (рис.1). В связи с этим будем считать, что рассматриваемая подвижная среда с объёмом $V(t)$ состоит из одних и тех же частиц жидкости.

Особенность рассматриваемых процессов в том, что перемещающаяся жидкость ограничена двумя подвижными поверхностями (поверхностями контактных разрывов). Положение этих поверхностей в канале определяется криволинейными координатами $s_1(t)=s(\xi_1,t)$ и $s_2(t)=s(\xi_2,t)$, изменяющимися во времени при перемещении жидкости вдоль оси ка-

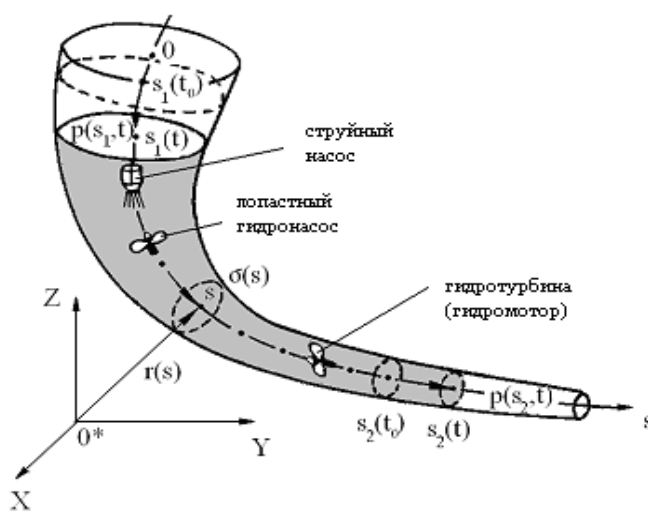


Рис.1. К выводу уравнений одномерного движения жидких сред с контактными разрывами в каналах с гидравлическими машинами

нала, которое осуществляется под действием массовых и поверхностных сил. ξ_1 и ξ_2 – переменные Лагранжа, определяющие положение рассматриваемых поверхностей в начальный момент времени.

Принимаем, что в канале расположены источники и стоки массы и энергии жидкости, количества движения и моментов количества движения жидкости в виде гидравлических машин: струйных и лопастных насосов, турбин (гидромоторов, гидродвигателей) и т.п.; что давления $p_1=p(s_1, t)$ и $p_2=p(s_2, t)$ на поверхностях контактных разрывов являются известными функциями эйлеровых координат s_1, s_2 и времени t (что часто реализуется на практике). Поэтому использование подхода Лагранжа тоже является целесообразным как и при решении задач с краевыми условиями, заданными на подвижных границах [4].

Получим уравнения движения жидких сред с контактными разрывами в каналах с гидравлическими машинами. Запишем общие интегральные соотношения в виде закона сохранения массы, закона изменения количества движения, закона сохранения и превращения энергии и закона об изменении момента количества движения для подвижной деформируемой жидкой среды с объёмом $V(t)$, состоящей из одних и тех же частиц жидкости и ограниченной подвижной поверхностью $\sigma(t)$ [8]:

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho dV = \int_{V(t)} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{\sigma(t)} \rho v_n d\sigma = \sum_{i,j} \dot{M}_{i,j}; \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho \bar{v} dV = \int_{V(t)} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{v}) dV + \int_{\sigma(t)} (\rho \bar{v}) v_n \cdot d\sigma = \quad (2)$$

$$= \int_{V(t)} \bar{f} \rho dV + \int_{\sigma(t)} \bar{p}_n d\sigma + \sum_{i,j} \bar{K}_{i,j};$$

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} \rho \left(\frac{1}{2} v^2 + u^* \right) dV = \int_{V(t)} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(\frac{1}{2} v^2 + u^* \right) \right] dV + \int_{\sigma(t)} \rho \left(\frac{1}{2} v^2 + u^* \right) v_n d\sigma = \quad (3)$$

$$= \int_{V(t)} \rho \bar{f} \cdot \bar{v} dV + \int_{\sigma(t)} \bar{p} \cdot \bar{v}_n d\sigma + \int_{V(t)} p \operatorname{div} \bar{v} \cdot dV + \dot{Q}^* + \sum_{i,j} N_{i,j};$$

$$\frac{d}{dt} \int_{V(t)} (\bar{r} \times \rho \bar{v}) dV = \int_{V(t)} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{r} \times \rho \bar{v}) dV + \int_{\sigma(t)} (\bar{r} \times \rho \bar{v}) v_n d\sigma = \quad (4)$$

$$= \int_{V(t)} (\bar{r} \times \rho \bar{f}) dV + \int_{\sigma(t)} (\bar{r} \times \bar{p}_n) d\sigma + \sum_{i,j} \bar{L}_{i,j}.$$

Здесь $\bar{v}$ – вектор абсолютной скорости движения жидкости в данной точке, м/с; ρ – плотность жидкости, кг/м³; $\bar{f}$ (м/с²), и $\bar{p} = \bar{p}_n + \bar{p}_\tau$ (Н/м²) – соответственно, векторы напряжённостей массовых и поверхностных сил, действующих на элементы массы и поверхности, ограничивающей подвижную жидкую среду; u^* – удельная внутренняя (тепловая) энергия жидкости, Дж/кг; $\dot{Q}^*$ – мощность тепловой энергии, подведенной к жидкости извне, Вт; $\sum_{i,j} \dot{M}_{i,j}$ (кг/с),

$\sum_{i,j} N_{i,j}$ (Вт) – соответственно суммы мощностей дополнительных источников и стоков массы и энергии, расположенных внутри рассматриваемой жидкости; $\sum_{i,j} \bar{K}_{i,j}$ (кг·м/с), $\sum_{i,j} \bar{L}_{i,j}$ (Н·м) – суммы дополнительных источников и стоков количества движения и моментов количества движения жидкости, находящихся внутри жидкости; $\bar{r}$ (м) – радиус-вектор, проведенный в данную точку жидкости из точки O^* – центра вращения жидкой среды (см. рис.1).

Заметим, что области интегрирования $V(t)$ и $\sigma(t)$ подвижны и зависят от времени t , с.

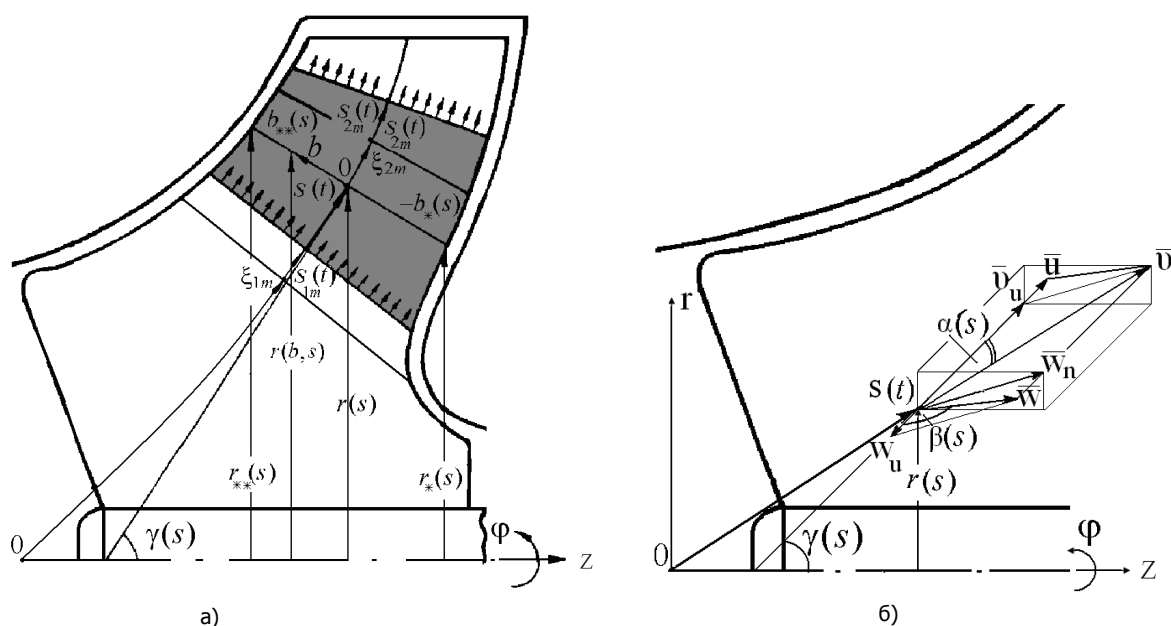


Рис.2. К выводу уравнений движения жидких сред с контактными разрывами, перемещающимися в полости рабочего колеса лопастной гидравлической машины: а – меридиональное сечение рабочего колеса; б – план скоростей движения частицы жидкости в точке $s(t)$ рабочего колеса

Приведенные выше интегральные соотношения мы использовали для получения уравнений движения жидких сред с контактными разрывами в каналах гидравлических магистралей с лопастными гидромашинами и струйными аппаратами [1, 9].

Для случая неустановившегося движения несжимаемых жидких сред с контактными разрывами в рабочих полостях лопастных гидравлических машин (рис.2) эти соотношения можно преобразовать к виду [1]:

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}\rho \int_{V(t)} \frac{\partial v^2}{\partial t} dV + \frac{1}{2}\rho \int_{\sigma[s_2(t)]} v^2 v_n d\sigma - \frac{1}{2}\rho \int_{\sigma[s_1(t)]} v^2 v_n d\sigma = \\ = \int_{\sigma[s_1(t)]} p v_n d\sigma - \int_{\sigma[s_2(t)]} p v_n d\sigma + \\ + \omega \rho \int_{V(t)} \frac{\partial v_u}{\partial t} r dV + \omega \rho \int_{\sigma[s_2(t)]} v_u r v_n d\sigma - \omega \rho \int_{\sigma[s_1(t)]} v_u r v_n d\sigma - \dot{D}, \end{aligned} \quad (5)$$

$$I\dot{\omega} + \rho \int_{V(t)} \frac{\partial v_u}{\partial t} r dV + \rho \int_{\sigma[s_2(t)]} v_u r v_n d\sigma - \rho \int_{\sigma[s_1(t)]} v_u r v_n d\sigma = M(t) - M_{тр}(t). \quad (6)$$

Здесь $V(t)$ (м^3) – объём движущейся жидкой среды с плотностью ρ (кг/м^3), ограниченной стенками каналов рабочего колеса насоса и подвижными поверхностями контактных разрывов, имеющих площади (м^2): $\sigma[s_1(t)], \sigma[s_2(t)]$; v_u, v_n – окружная и нормальная (к поверхности σ) составляющие абсолютной скорости v жидкости (см. рис.2), м/с ; ω – угловая скорость вращения силового вала лопастной гидромашины, $\omega = \dot{\varphi}$, рад/с ; φ – угол поворота вала, рад ; p – заданное среднее статическое давление на поверхности разрыва, Н/м^2 ; $M(t)$ – заданный момент активных сил, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $M_{тр}(t)$ – момент сил трения, действующих на вал, $\text{Н}\cdot\text{м}$; I – момент инерции вращающихся частей насоса и вала, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; $\dot{D}$ – скорость диссипации энергии (Вт), представляющая собой мощность потерь механической энергии потока жидкости, обусловленная её вязкостью, отрывами

потока от стенок канала, вихреобразованием, наличием осевого межлопастного вихря в жидкости и т.п. [5, 10].

Используя закон сохранения массы потока жидкости, а также предположения о несжимаемости и неразрывности среды, запишем равенства, определяющие связь между объёмным расходом $Q(t)$ (в м³/с) жидкости и координатой $s(t)$ (в м) любого из контактных разрывов:

$$Q(t) = \sigma[s(t)] \sin \beta[s(t)] \frac{ds}{dt}, \quad (7)$$

$$\frac{dQ}{dt} = \sigma[s(t)] \sin \beta[s(t)] \frac{d^2 s}{dt^2} + \left\{ \sigma[s(t)] \sin \beta[s(t)] \frac{d\sigma}{ds} + \sigma[s(t)] \cos \beta[s(t)] \frac{d\alpha}{ds} \right\} \left(\frac{ds}{dt} \right)^2. \quad (8)$$

Из соотношения (7) можно получить равенство

$$\sigma[s_1(t)] \sin \beta[s_1(t)] \frac{ds_1}{dt} = \sigma[s_2(t)] \sin \beta[s_2(t)] \frac{ds_2}{dt}, \quad (9)$$

которое связывает между собой скорости $\frac{ds_1}{dt}$ и $\frac{ds_2}{dt}$ перемещения контактных разрывов. Интегрируя левую и правую части этого равенства, можно получить зависимость между координатами перемещений контактных разрывов в виде:

$$s_1 = s_1(x), \quad (10)$$

$$s_2 = s_2(x). \quad (11)$$

Здесь через $x = x(t)$ обозначена координата одного из двух контактных разрывов.

Используя соотношения (7)-(11), после необходимых преобразований, известных из теории лопастных гидравлических машин (см. [7]), запишем уравнения (5) и (6) в виде, удобном для расчётов и использования в САПР:

$$A_1(x) \ddot{x} + B_1(x) \dot{x} + C_1(x) \dot{x}^2 + D_1(x) \dot{\varphi}^2 + E_1(x) \dot{x} \dot{\varphi} = p_1(x, t) - p_2(x, t) - \dot{D}(x, t), \quad (12)$$

$$A_2(x) \ddot{x} + B_2(x) \dot{x} + C_2(x) \dot{x}^2 + D_2(x) \dot{\varphi}^2 + E_2(x) \dot{x} \dot{\varphi} = M(t) - M_{\text{пр}}(t). \quad (13)$$

Коэффициенты этих уравнений определяются известными геометрическими параметрами лопастной гидравлической машины (см. рис.2); функции $p_1(x, t)$, $p_2(x, t)$ – здесь средние значения давления на соответствующих поверхностях контактных разрывов.

Система уравнений (12), (13) позволяет рассчитывать характеристики процессов одномерного движения жидких сред с контактными разрывами в каналах магистралей и различных лопастных (центробежных, диагональных и осевых) гидравлических машин на любом режиме их работы, например, характеристики таких процессов, как взаимодействие потока жидкости с вращающимся или неподвижным колесом лопастной гидравлической машины в момент его (колеса) заполнения или опорожнения, процессов движения через рабочую полость гидромашины крупного газового или парового пузыря и т.п.

Отметим, что изменение во времени давления по длине проточных каналов магистралей и насосов, положение любой контактной поверхности, содержащейся внутри жидкости, а также изменение давления на этой поверхности в процессе ее движения вычисляются после определения искомых ускорений, скоростей и координат движущихся контактных разрывов, ограничивающих рассматриваемую движущуюся среду.

Если закон изменения $\omega(t) = \dot{\varphi}(t)$ задан, то движение жидкости следует рассчитывать по уравнению (7). В частности, для неподвижного рабочего колеса лопастной гидромашины достаточно положить $\omega(t) = \dot{\varphi}(t) \equiv 0$.

Из этого же уравнения, как частный случай, можно получить уравнение движения жидкости с контактными разрывами в канале простой (не содержащей лопастных гидравлических машин) магистрали с изменяющейся по длине площадью $\sigma(s)$ поперечного сечения канала. В этом

случае $\alpha(s) \equiv \beta(s) \equiv \gamma(s) \equiv 0$, $\omega(t) \equiv 0$, и уравнения движения жидкости с контактными разрывами в канале простой магистрали примут вид [1, 2]:

$$A(x) \cdot \ddot{x} + C(x) \dot{x}^2 = F(x, t) - \dot{D}_0(x, \dot{x}, t). \quad (14)$$

Заметим, что это уравнение является обобщением уравнения Д. Бернулли [11] в случае движения несжимаемой жидкой среды с контактными разрывами в канале с изменяющейся по длине площадью $\sigma(s)$ поперечного сечения. Уравнение записано относительно координаты $x = x(t)$ поверхности (например, фронта потока) одного из разрывов.

Можно показать, что расчёт динамики движения жидких сред с контактными разрывами в разветвлённых каналах гидравлических магистралей (например, в случае их заполнения или опорожнения) сводится к системе уравнений вида (14) относительно координат $x_i(t)$ разрывов [2].

Представление уравнений движения жидких сред с контактными разрывами в виде

$$\ddot{x} = f(\dot{x}, x, t), \quad (15)$$

подобном уравнению движения материальной точки, является весьма удобным для расчётов, так как даёт возможность непосредственного определения из этого уравнения координаты $x(t)$ перемещающегося контактного разрыва. Такое представление позволяет применять для решения рассматриваемых задач эффективные аналитические и численные методы (например, метод Блесса).

Отметим, что в данном случае рассматриваются только несжимаемые жидкие среды.

Подход Лагранжа к решению задач расчёта параметров движения сжимаемых жидких (газожидкостных) сред с контактными разрывами в каналах сложных геометрических форм мы применяли [2, 3] и показали, что в линейной постановке указанная задача сводится к решению уравнения в частных производных

$$\frac{\partial^2 x}{\partial t^2} = a^2 \left(\frac{\partial^2 x}{\partial \xi^2} + 2\alpha \frac{\partial x}{\partial \xi} \right) - 2\beta \frac{\partial x}{\partial t} + \gamma(t) \quad (16)$$

относительно координаты $x(\xi, t)$, определяющей положение точки жидкой среды, перемещающейся в канале. (В уравнении ξ – лагранжева координата, соответствующая начальному положению точки в канале, например, до прорыва мембраны или открытия пускового клапана). Для простейших случаев движения, описываемых линейным уравнением (16), получено аналитическое решение, в общем случае нелинейной задачи, исследовано применение методов Р. Куранта и С.К. Годунова для получения численного решения [3].

Особенности применения подхода Лагранжа к решению задач динамики гидравлических систем, содержащих струйные аппараты, мы изложили в публикациях [9].

Для решения указанных задач необходимо, кроме законов сохранения массы и энергии, использовать закон об изменении количества движения жидкой среды в процессе взаимодействия активной и пассивной жидкостей в камере смешения струйного аппарата. Схема применения подхода Лагранжа к задачам расчёта динамики движения жидких сред с контактными разрывами в гидравлических каналах со струйными аппаратами изображена на рис.4.

На рис.4 приводится схема расчёта динамики запуска струйного аппарата (инжектора) при заполнении жидкостью каналов гидравлической магистрали модельной установки. Показано, что рассматриваемая задача сводится к решению системы обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений вида (15) относительно координат фронтов потока жидкости, перемещающихся в гидравлических каналах.

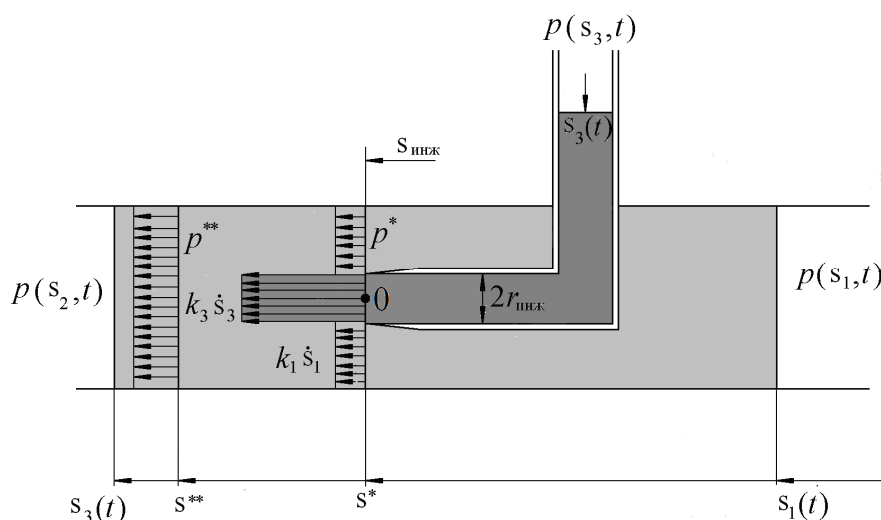


Рис.4. Расчетная схема запуска инжектора при заполнении жидкостью каналов гидравлических магистралей

В качестве примера применения подхода Лагранжа к решению задач динамики гидравлических систем теплоэнергетических установок со струйными и лопастными насосами даются результаты исследований динамики заполнения технической водой каналов магистрали модельной установки при последовательном запуске струйного и лопастного насосов. Схема установки изображена на рис.5. Исследования проводились при полной изоляции газовой полости основного бака от внешней среды.

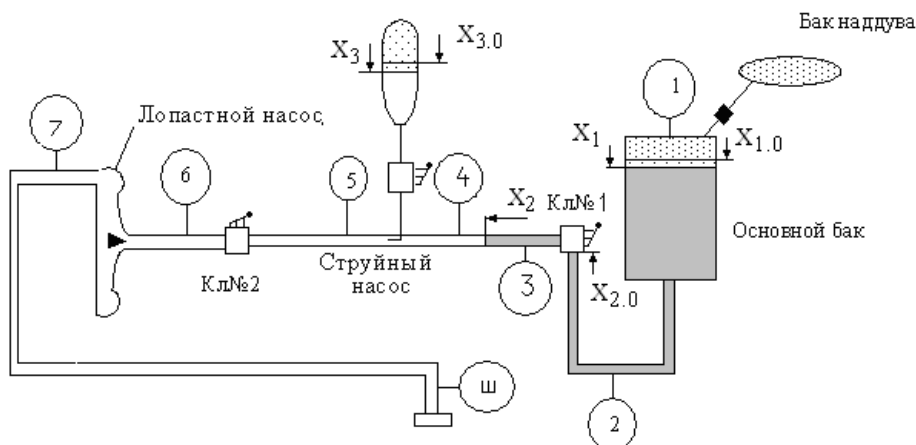


Рис.5. Схема модельной установки: x_1 – координата фронта жидкости в основном баке; x_2 – координата положения переднего фронта жидкой среды, заполняющей основной канал гидравлической магистрали модельной установки; x_3 – координата жидкости в баке инжектора; кружки с соответствующими номерами – места установки датчиков давления

Исследование проводили в несколько этапов.

На первом этапе исследовались особенности динамики заполнения жидкостью каналов магистрали модельной установки, при условии, что ни лопастный, ни струйный насосы не включались.

На втором – проводились исследования динамики запуска только струйного насоса (инжектора) в моменты времени, соответствующие различным положениям фронта потока жидкости, заполняющей канал магистрали модельной установки. Лопастный насос не включался.

На третьем этапе в указанных условиях запускался только лопастный насос, инжектор на этом этапе не включался.

На четвертом этапе последовательно запускались струйный и лопастный насосы в моменты времени, соответствующие различным положениям переднего фронта жидкости, заполняющей каналы магистрали указанной установки.

При этом как в первом, так и во втором случаях избыточное давление газа в газовой полости основного бака обеспечивалось таким, чтобы не возникали явления, связанные со срывом характеристик исследуемых насосов вследствие кавитации.

В процессе экспериментов фиксировались изменения во времени давления в контрольных точках магистрали (см. рис.5), число оборотов вала насоса, моменты времени прохождения переднего фронта жидкости, заполняющей магистраль, через датчики положения фронта потока (контакт датчика замыкался, если фронт жидкости проходил через контакт).

Также регистрировались параметры с помощью измерительного комплекса, который состоял из систем измерения, усиления и учета электрических сигналов. Применялись как индуктивные (типа ДД-10, ДДИ-20), так и тензометрические датчики давления жидкости. Полученные сигналы усиливались с помощью аппаратуры усиления ИД2-И, и регистрировались двумя осциллографами Н-117. Так как исследуемые процессы были, в основном, достаточно скоростными (скорость движения жидкости достигала значений 10 м/с и более), то в отдельные ответственные моменты процессы фиксировались видеокамерой (48 кадров в секунду) (см. рис.4), а также – фотоаппаратом.

Основной бак, все магистрали, а также корпуса струйного и лопастного насосов схемы выполнены из прозрачного органического стекла, чтобы можно было наблюдать особенности движения в них фронта потока жидкости, а также использовать в этих целях кино- и фотосъемку. Для наглядности картины движения и заполнения каналов магистралей, элементов и агрегатов (струйных и лопастных насосов) жидкостями, последние подкрашивались тушью.

Экспериментальный и измерительный комплексы управлялись командным часовым механизмом. Это позволило уменьшить продолжительность эксперимента и обеспечило требуемую синхронизацию работы аппаратуры: запуска и выключения насосов, кинокамеры, фотоаппарата, клапанов и т.п. За счет этого удалось также повысить достоверность опытных результатов, создать удобство регистрации и обработки полученных значений параметров процесса.

Исследования проводились при постоянном значении избыточного давления в газовой полости основного бака (0,2; 0,4; 0,6 МПа) и в баке инжекторной магистрали (10; 12,5; 15 МПа). В опытах использовался инжектор со сменными соплами с диаметрами соответственно 1; 2; 3 мм и камерой смешения диаметром 10 мм и длиной 60 мм. Диаметр каналов основной магистрали – 19 мм. Используемый лопастный центробежный насос имел параметры диаметров рабочего колеса и углов наклона лопастей: на входе – $d_1 = 46$ мм, $\alpha_1 = 70^\circ$ на выходе – $d_2 = 66$ мм, $\alpha_2 = 64^\circ$. Время выхода лопастного насоса на номинальный режим (100 об/с) составляло 0,4 с.

Расчёт был сведён к решению ряда задач Коши для системы двух нелинейных обыкновенных дифференциальных уравнений относительно координат $x_1(t)$ и $x_2(t)$ фронта жидкости в основном баке и магистрали соответственно

$$\ddot{x}_1 = f_1(x_1, \dot{x}_1, x_2, \dot{x}_2, t), \quad \ddot{x}_2 = f_2(x_1, \dot{x}_1, x_2, \dot{x}_2, t),$$

с заданными начальными условиями:

$$t = t_0, \quad x_1 = x_{1,0}, \quad \dot{x}_1 = 0, \quad x_2 = x_{2,0}, \quad \dot{x}_2 = 0.$$

Данные многочисленных расчётов сравнивались с результатами большого объема экспериментов, выполненных на модельной установке [1, 9].

Расчёты показали удовлетворительное совпадение с экспериментом.

На рис.6, 7 показаны расчётные и экспериментальные зависимости от времени величины давления в контрольных точках гидравлической магистрали модельной установки с инжектором и лопастным насосом.

На рис.6 показана картина динамики запуска лопастного насоса при заполнении жидкостью каналов гидравлической магистрали модельной установки. Инжектор здесь не включался.

На рис.7 показана картина динамики последовательного запуска инжектора и лопастного насоса при заполнении жидкостью каналов гидравлической магистрали модельной установки.

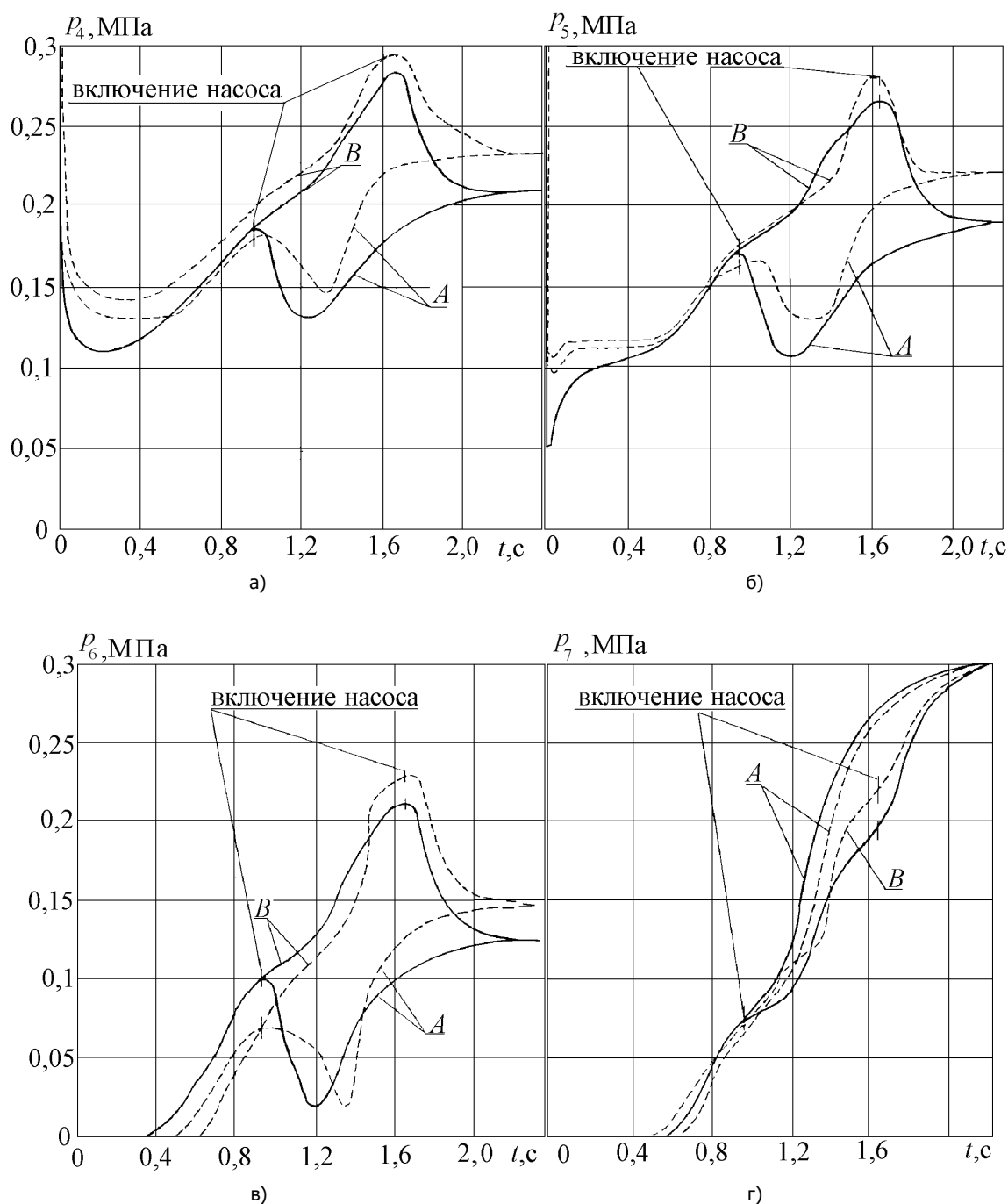


Рис.6. Картина динамики запуска лопастного насоса при заполнении жидкостью каналов гидравлической магистрали модельной установки: а – давление перед входом в инжектор; б – давление на выходе из инжектора; в – давление перед входом в лопастный насос; г – давление на выходе из лопастного насоса

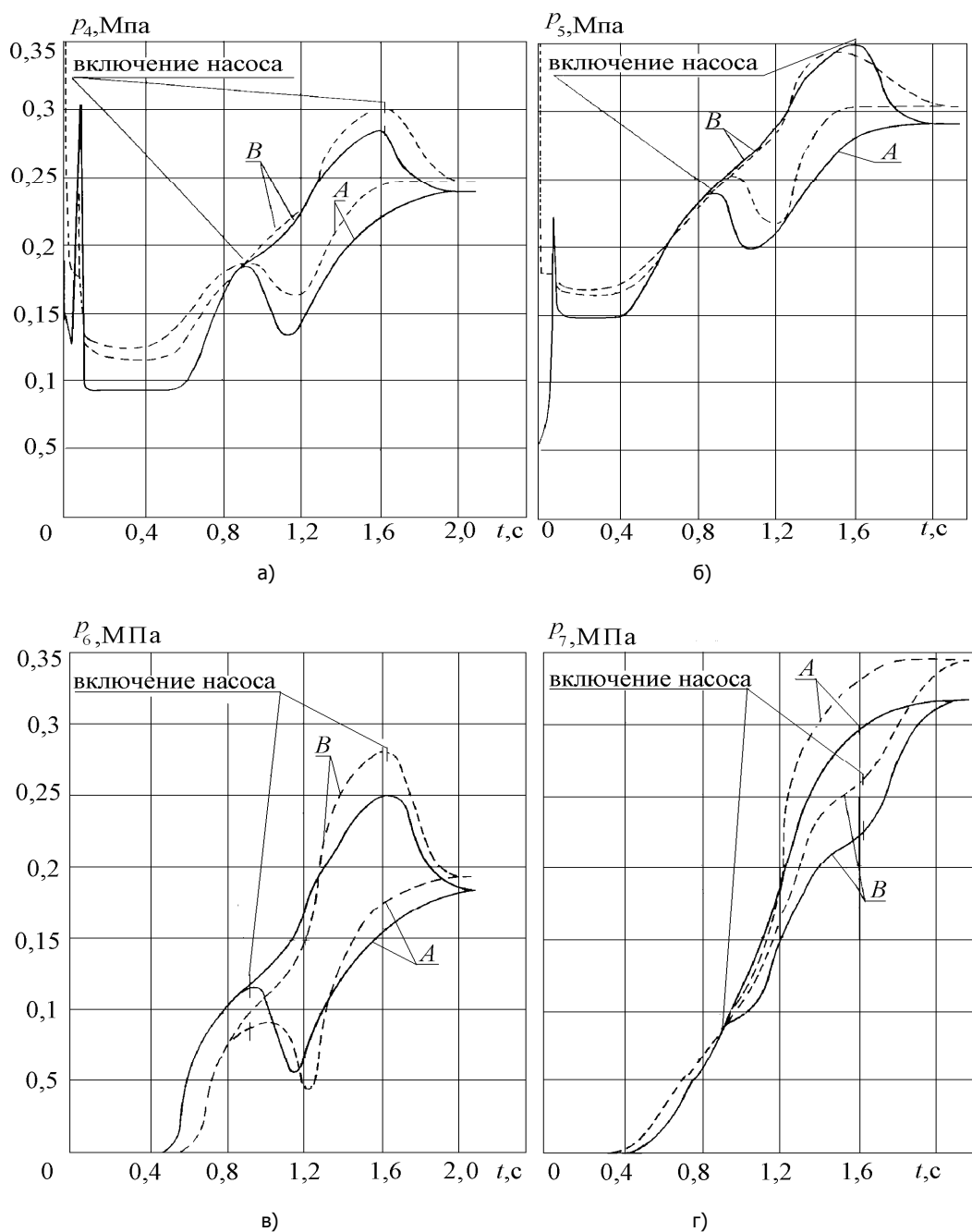


Рис.7. Картина динамики последовательного запуска инжектора и лопастного насоса при заполнении жидкостью каналов гидравлической магистрали модельной установки (обозначения те же, что и на рис.6)

На графиках: сплошные линии – результаты расчёта, штриховые линии – данные эксперимента. Кривые со значком *A* на графиках соответствуют режиму запуска лопастного насоса в момент полного заполнения жидкостью его рабочей полости. Кривые со значком *B* соответствуют режиму запуска лопастного насоса при полном заполнении жидкостью магистрали за насосом. Давление в газовой полости основного бака для иллюстрируемого опыта составляло 0,3 МПа.

Выводы. Сравнение расчетных и экспериментальных данных позволяет судить о точности расчётов исследуемых процессов на основе подхода Лагранжа. По результатам исследования можно оценить влияние величины избыточного давления в газовой полости основного бака, изолиро-

ванной от внешней среды, а также зависимость моментов времени включения инжектора и лопастного насоса от условия их бескавитационного запуска в процессе заполнения жидкостью каналов магистрали экспериментальной установки.

Библиографический список

1. Озерский А.И. Исследование одномерных движений жидких масс с контактными разрывами в магистралях, содержащих насосы / А.И. Озерский, Д.А. Полухин, В.С. Сизонов // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1979. – №2. – С.143-150.
2. Озерский А.И. К расчёту движения жидких сред с контактными разрывами в каналах сложных геометрических форм / А.И. Озерский // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. – 2008. – №5. – С.20-26.
3. Озерский А.И. Нестационарные процессы движения газожидкостных сред с контактными разрывами в каналах сложных геометрических форм / А.И. Озерский, Ю.И. Бабенков, В.И. Сапрыкин [и др.]; под общ. ред. А.И. Озерского. / ГОУ Рост. гос. акад. с.-х. машиностроения. – Ростов н/Д, 2009. – С.136.
4. Самарский А.А. Разностные схемы газовой динамики / А.А. Самарский, Ю.П. Попов. – М.: Наука, 1975.
5. Проскура Г.Ф. Гидродинамика турбомашин. Изд. 2-е, перераб.: учеб. пособие. / Г.Ф. Проскура. – Киев: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроительной лит. Украинское отд-ние, 1954. – 424 с.
6. Овсянников Б.В. Теория и расчёт агрегатов питания жидкостных ракетных двигателей / Б.В. Овсянников, Б.И. Боровский. – М.: Машиностроение, 1971.
7. Озерский А.И. Перспективные направления развития силового гидравлического привода / А.И. Озерский, Ю.И. Бабенков, М.Э. Шошиашвили // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. – 2008. – №6. – С.55-61.
8. Седов Л.И. Механика сплошной среды. – Т.1, 2. / Л.И. Седов. – М., 1973.
9. Озерский А.И. Исследование процессов запуска струйных насосов при заполнении жидкостью каналов гидравлических магистралей / А.И. Озерский // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Техн. науки. – 2009. – №5. – С.73-77.
10. Вершинин И.М. О коэффициенте гидравлического сопротивления лопастных насосов / И.М. Вершинин // Изв. вузов СССР. Энергетика. – 1986. – №7. – С.100-107.
11. Бернулли Д. Гидравлика или записки о силах и движениях жидкости / Д. Бернулли. – М.: Изд-во АН СССР, 1969. – С.550.

References

1. Ozerskii A.I. Issledovanie odnomernykh dvizhenii jidkikh mass s kontaktnymi razryvami v magistralyah, soderjaschih nasosy / A.I. Ozerskii, D.A. Poluhin, V.S. Sizonov // Izv. AN SSSR. Energetika i transport. – 1979. – №2. – S.143-150. – in Russian.
2. Ozerskii A.I. K raschetu dvizheniya jidkikh sred s kontaktnymi razryvami v kanalah slojnykh geometricheskikh form / A.I. Ozerskii // Izv. vuzov. Sev.-Kavk. region. Tehn. nauki. – 2008. – №5. – S.20-26. – in Russian.
3. Ozerskii A.I. Nestacionarnye processy dvizheniya gazojidkostnykh sred s kontaktnymi razryvami v kanalah slojnykh geometricheskikh form / A.I. Ozerskii, Yu.I. Babenkov, V.I. Saprykin [i dr.]; pod obsch. red. A.I. Ozerskogo. / GOU Rost. gos. akad. s.-h. mashinostroeniya. – Rostov n/D, 2009. – S.136. – in Russian.
4. Samarskii A.A. Raznostnye shemy gazovoi dinamiki / A.A. Samarskii, Yu.P. Popov. – M.: Nauka, 1975. – in Russian.
5. Proskura G.F. Hidrodinamika turbomashin. Izd. 2-e, pererab.: ucheb. posobie. / G.F. Proskura. – Kiev: Gos. nauch.-tehn. izd-vo mashinostroitel'noi lit. Ukrainskoe otd-nie, 1954. – 424 s. – in Russian.

6. Ovsyannikov B.V. Teoriya i raschet agregatov pitaniya jidkostnyh raketnyh dvigatelei / B.V. Ovsyannikov, B.I. Borovskii. – M.: Mashinostroenie, 1971. – in Russian.
7. Ozerskii A.I. Perspektivnye napravleniya razvitiya silovogo gidravlicheskogo privoda / A.I. Ozerskii, Yu.I. Babenkov, M.E. Shoshiashvili // Izv. vuzov. Sev.-Kavk. region. Tehn. nauki. – 2008. – №6. – S.55-61. – in Russian.
8. Sedov L.I. Mehanika sploshnoi sredy. – T.1, 2. / L.I. Sedov. – M., 1973. – in Russian.
9. Ozerskii A.I. Issledovanie processov zapuska struinyh nasosov pri zapolnenii jidkost'yu kanalov gidravlicheskikh magistrlei / A.I. Ozerskii // Izv. vuzov. Sev.-Kavk. region. Tehn. nauki. – 2009. – №5. – S.73-77. – in Russian.
10. Vershinin I.M. O koefficiente gidravlicheskogo soprotivleniya lopastnyh nasosov / I.M. Vershinin // Izv. vuzov SSSR. Energetika. – 1986. – №7. – S.100-107. – in Russian.
11. Bernulli D. Gidravlika ili zapiski o silah i dvizheniyah jidkosti / D. Bernulli. – M.: Izd-vo AN SSSR, 1969. – S.550. – in Russian.

Материал поступил в редакцию 16.09.2010.

A.I. OZERSKIY

APPLICATION OF LAGRANGE APPROACH TO SOLVING PROBLEMS OF HEAT POWER PLANTS HYDRAULIC SYSTEMS DYNAMICS

Lagrange approach to solving problems of heat power plants hydraulic systems dynamics is stated. The calculations and experimental research data of starting-up processes of jet and vane pumps by filling hydraulic line canals of model plant with liquid are named.

Key words - Lagrange approach, dynamics of hydraulic systems, hydraulics of heat power plants, experimental research.

ОЗЕРСКИЙ Анатолий Иванович (р.1947), докторант кафедры «Гидропневмоавтоматика и гидропривод» Южно-Российского государственного технического университета (Новочеркасский политехнический институт) (2008). Кандидат технических наук (1979), доцент (1989). Окончил механико-математический факультет Ростовского-на-Дону государственного университета (1970). Область научных интересов – гидравлические машины и теплоэнергетические установки, гидравлические и гидроприводные системы.

Имеет 5 изобретений.

Автор более 80 научных работ, 1 монографии.

shosh@fremail.ru

Anatoliy I. OZERSKIY (1947), Post-doctoral student of the Hydropneumoautomation and Hydraulic Drive Department, South-Russian State Technical University (Novocherkassk Polytechnic Institute) (2008). Candidate of Science in Engineering (1979), associate professor (1989). He graduated from the Faculty of Mechanics and Mathematics, Rostov State University (1970).

Research interests - hydraulic machines and heat-and-power plants, hydraulic systems and hydraulic drive.

Author of more than 80 scientific publications, 1 monograph, and 5 inventions.