

УДК 532.528.5:621.671

Ю.А. ЖУЛАЙ¹, О.В. ПИЛИПЕНКО², Л.Г. ЗАПОЛЬСКИЙ²

¹ *Институт транспортных систем и технологий НАН Украины, Украина*

² *Институт технической механики НАН и НКА Украины, Украина*

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ НАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ, ВКЛЮЧАЮЩЕЙ БАЙПАСНЫЙ ТРУБОПРОВОД С СУПЕРКАВЕРНОЙ

Представлены результаты теоретического исследования устойчивости насосной системы питания, включающей байпасный демпфирующий трубопровод, и их сопоставление с результатами эксперимента. Показано, что демпфирующее устройство, подключенное к насосной системе, расширяет область её устойчивой работы по отношению к низкочастотным кавитационным автоколебаниям. Для конкретной насосной системы байпасный демпфирующий трубопровод на эксплуатационном режиме ее работы полностью обеспечивает её устойчивость по отношению к кавитационным колебаниям.

устойчивость насосных систем, демпфирующее устройство, импедансный метод, кавитационные автоколебания, комплексные сопротивления, суперкавитация, число кавитации

Введение

На транспорте, в авиационной, ракетной технике, химической и нефтяной промышленности широкое распространение получили высокооборотные шнекоцентробежные насосы. Они перекачивают широкий ассортимент жидкостей с различными физическими свойствами. Это криогенные жидкости, вода, вязкие жидкости (нефть и нефтепродукты), газонасыщенные жидкости и т.д. При определенных условиях [1] в насосной системе, работающей в режиме скрытой кавитации, могут самовозбуждаться колебания давления и расхода.

Формулирование проблемы

Кавитационные автоколебания затрудняют, а иногда делают невозможным функционирование насосной системы. Поэтому поиск способов и устройств стабилизации насосных систем по отношению к кавитационным автоколебаниям является важной научно-практической задачей.

Возможные пути повышения устойчивости системы связаны с выбором конструкции и конструктивных параметров шнекового преднасоса и увели-

чением коэффициентов гидравлического и инерционного сопротивлений питающей магистрали. Если это не обеспечивает устойчивость насосной системы, используются специальные средства подавления кавитационных автоколебаний. В работе [2] рассмотрена возможность устранения кавитационных колебаний с помощью демпфера, установленного непосредственно на входе в насос. В работе [3] рассмотрены достоинства и недостатки средств обеспечения стабилизации насосных систем по отношению к кавитационным автоколебаниям. Здесь же приводятся результаты экспериментального исследования возможности применения байпасного демпфирующего трубопровода (БДТ) как средства стабилизации насосных систем по отношению к низкочастотным кавитационным автоколебаниям на эксплуатационных и переходных режимах работы насоса. Элементом, обеспечивающим такую стабилизацию, является суперкавитационная полость, специально созданная в БДТ, соединяющим выход из насоса с его входом. Это позволило значительно расширить область устойчивой работы насосной системы без вмешательства в проточную часть шнекового преднасоса.

Целью настоящей работы является теоретическое исследование устойчивости системы «питающая магистраль – насосный агрегат», включающей БДТ, и сопоставление с результатом эксперимента.

Основная часть

Исследование проводилось импедансным методом. Согласно критерию устойчивости, сформулированному в работе [1], если действительная часть суммарного импеданса системы $\text{Re}Z_S < 0$, а мнимая часть $\text{Im}Z_S = 0$, то система склонна к потере устойчивости по отношению к кавитационным колебаниям. При этом необходимо учитывать, каким образом произошло изменение $\text{Im}Z_S$. Если мнимая часть импеданса системы меняет знак с минуса на плюс, то при $\text{Im}Z_S = 0$ реализуется резонансная частота колебаний, т.е. система склонна к потере устойчивости. В случае, если $\text{Im}Z_S$ изменяет знак с плюса на минус, то при $\text{Im}Z_S = 0$ реализуется антирезонансная частота, и при $\text{Re}Z_S < 0$ система будет устойчивой.

Под суммарным импедансом системы в данном случае понимается отношение комплексных амплитуд колебаний давления и весового расхода жидкости на входе в питающую магистраль, т.е. на срезе бака. Исследуемая насосная система состоит из емкости, питающего трубопровода, шнекоцентробежного насоса, напорной магистрали и байпасного демпфирующего трубопровода (БДТ). Расчетная схема указанной системы представлена на рис. 1.

Если считать известным импеданс на входе в насос (отношение комплексных амплитуд колебаний давления и весового расхода на входе в шнековый преднасос) и импеданс байпасного трубопровода (отношение комплексных амплитуд колебаний давления и весового расхода на выходе из него), выражения для которых будут приведены ниже, суммарный импеданс насосной системы можно определить (в соответствии с [1]), последовательно суммируя импедансы в сечениях 2 и 1 (расчетная схема показана на рис. 1).

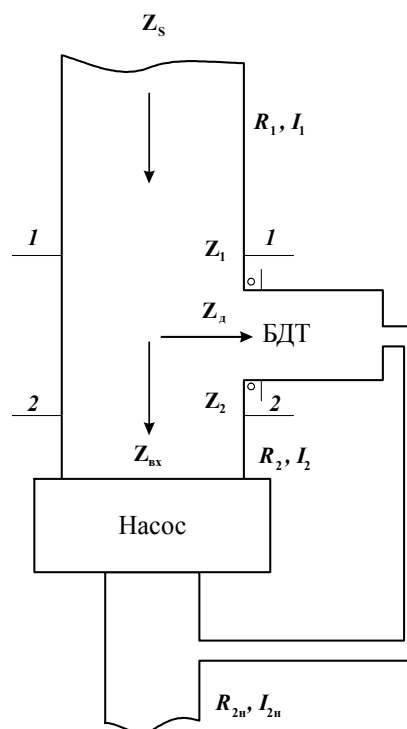


Рис. 1. Расчетная схема системы

Импеданс в сечении 2 определяется импедансом на входе в насос Z_{ex} , а также линейризованным гидравлическим R_2 и инерционным I_2 сопротивлениями участка питающей магистрали от входа в насос до места подключения БДТ. Длина этого участка невелика, поэтому его можно рассматривать как систему с сосредоточенными параметрами. В этом случае Z_2 равен

$$Z_2 = Z_{ex} + R_2 + j\omega I_2, \quad (1)$$

где ω – круговая частота колебаний, $j = \sqrt{-1}$.

Прежде чем приступить к определению импеданса Z_1 , напомним, что байпасный демпфирующий трубопровод представляет собой специальный трубопровод, соединяющий выход из насоса с его входом, в котором при напорном вращательно-поступательном движении по оси потока образуется суперкавитационная полость. То есть БДТ и насос соединены параллельно, в силу чего импеданс Z_1 должен быть представлен в виде:

$$Z_1 = \frac{Z_2 Z_0}{Z_2 + Z_0}, \quad (2)$$

где Z_0 – входной импеданс байпасного демпфирующего трубопровода.

При известном импедансе Z_1 , линеаризованном гидравлическом сопротивлении R_1 и коэффициенте инерционного сопротивления I_1 легко определить суммарный импеданс

$$Z_s = Z_1 + R_1 + j\omega I_1. \quad (3)$$

Исключая из системы уравнений (1) – (3) импеданс Z_1 и Z_2 , получим выражение для расчетного определения суммарного импеданса системы

$$Z_S = \frac{Z_{ex} + R_2 + j\omega I_2}{\frac{Z_{ex} + R_2 + j\omega I_2}{Z_0} + 1} + R_1 + j\omega I_1. \quad (4)$$

В соотношении (4) используется импеданс на входе в осевой шнековый преднасос. Этот импеданс может быть определен с помощью выражения, приведенного в работе [1], полученного на основании нестационарной модели кавитационных колебаний и имеющего следующий вид:

$$Z_{ex} = \frac{\left(B_2 - \frac{B_1 T_k}{\gamma_{жс}} \right) + j \left(\omega I_{кли} + \frac{B_1}{\gamma_{жс} \omega} \right)}{j \frac{B_1}{\gamma_{жс} \omega} - \frac{B_1 T_k}{\gamma_{жс}}}, \quad (5)$$

где B_2 – отрицательное кавитационное сопротивление при входе жидкости в межлопастные каналы шнека, равное

$$B_2 = - \frac{\partial \bar{V}_k / \partial \bar{G}_1}{\partial \bar{V}_k / \partial \bar{P}_1},$$

\bar{V}_k – объем кавитационных каверн в межлопастных каналах шнека; \bar{G}_1 – весовой расход жидкости на входе в насос; \bar{P}_1 – давление на входе в насос; B_1 – упругость кавитационных каверн, определяемая в виде $B_1 = \frac{1}{\partial \bar{V}_k / \partial \bar{P}_1}$; T_k – постоянная времени кавитационных каверн; $\gamma_{жс}$ – удельный вес жидкости; $I_{кли}$ – коэффициент инерционного сопротивления

жидкости в межлопастных каналах шнека; S – тангенс угла наклона касательной к напорной характеристике шнекового преднасоса, $R_{2н}$, $I_{2н}$ – коэффициенты линеаризованного гидравлического и инерционного сопротивлений напорного трубопровода.

Методика расчета параметров B_1 , B_2 , T_k и $I_{кли}$ подробно изложена в работе [1], поэтому в настоящей работе выражения для определения указанных параметров не приводятся. Что касается параметров R_1 , I_1 , R_2 , $I_{2н}$ и S , то они определяются при задании исходных данных для расчета динамических характеристик конкретной насосной системы и соответствуют значениям, при которых проводился эксперимент. Из выражения (4) видно, что для определения суммарного импеданса насосной системы, включающей байпасный демпфирующий трубопровод, необходимо определить его основную динамическую характеристику – входной импеданс.

Байпасный демпфирующий трубопровод, прошедший испытания в составе штатной конструкции насоса, имеет следующие конструктивные параметры: длина от выхода кавитатора-завихрителя до диска-замыкателя суперкавитационной полости составляет $l_m = 250$ мм, внутренний диаметр трубопровода – 60 мм, диаметр диска-замыкателя – 53 мм; длина подсоединительного патрубка (расстояние от диска-замыкателя до входа в основную питающую магистраль) – 50 мм.

Учитывая, что осевая длина трубопровода достаточно велика, его следует рассматривать как систему с распределенными параметрами. Что касается его режимных параметров, то при давлении питания $P_0 = 11$ МПа расход через БДТ составлял $G_0 = 2,6$ кг/с. Давление в месте подключения БДТ к основной магистрали $P_1 = 0,033 \div 0,45$ МПа, что соответствует диапазону изменения числа кавитации на выходе из БДТ $0,003 \div 0,032$. Параметр интенсивности закрутки потока, представляющий собой отношение объемного расхода жидкости к циркуляции и радиусу трубопровода $Q/GR_T \approx 0,0065$.

Из приведенных режимных параметров БДТ видно, что рассматриваемый вариант следует отнести к классу малорасходных. Математическая модель для определения статических характеристик таких устройств имеет ряд особенностей, основной из которых является наличие в трубопроводе зоны возвратно-циркуляционного течения. Отметим, что для малорасходных демпфирующих устройств диапазон существования кавитационной полости по давлению на выходе из него ниже, чем для обычных гидродинамических устройств.

Визуальные исследования [3] (рис. 2), и результаты расчетов площади суперкавитационной полости в произвольном сечении трубопровода [4, 5] показывают, что указанная площадь изменяется по длине демпфера несущественно (для сравнительно небольших длин трубопроводов $l_m < 20D_m$ и рабочих режимов), поэтому для определения динамических характеристик демпфирующего устройства можно использовать среднеинтегральное по длине трубопровода значение указанного параметра.

На рис. 3 представлены теоретические и экспериментальные зависимости относительной среднеинтегральной по длине трубопровода площади суперкавитационной полости от числа кавитации K_1 , представляющее собой отношение разности давлений на входе в насос \bar{P}_1 и в кавитационной полости P_k к разности давлений на входе в демпфирующее устройство P_0 и в кавитационной полости. Эти зависимости представлены для двух давлений питания БДТ $P_0 = 8,1$ и $11,1$ МПа. Из сопоставления результатов расчета и экспериментального определения площади суперкавитационной полости видно, что теоретические и экспериментальные зависимости согласуются достаточно удовлетворительно. Диапазон существования кавитационной полости превышает рабочий диапазон насоса по давлению на входе \bar{P}_1 . Таким образом, существование развитой кавитационной полости, а следовательно, и демпфи-

рование колебаний, обеспечивается на всех рассматриваемых режимах работы шнекоцентробежного насоса.

Теоретическое определение основной динамической характеристики БДТ (импеданса на выходе из него) проводилось в соответствии с выражением, которое в упрощенном виде представлено следующим образом

$$Z_{\partial} = \frac{c\sqrt{1+K_m/j\omega}}{F_m - F_k} \operatorname{cth} \left(\frac{j\omega l_m}{c} \sqrt{1 + \frac{K_m}{j\omega}} \right) + \frac{\gamma P_k}{j\omega \rho l_m F_k} \quad (6)$$

где c – скорость звука в трубопроводе; K_m – приведенный коэффициент линейного трения на единицу длины трубопровода; ρ – плотность жидкости; γ – показатель процесса в кавитационной полости; F_m – площадь проходного сечения трубопровода; P_k – давление в кавитационной полости [5].

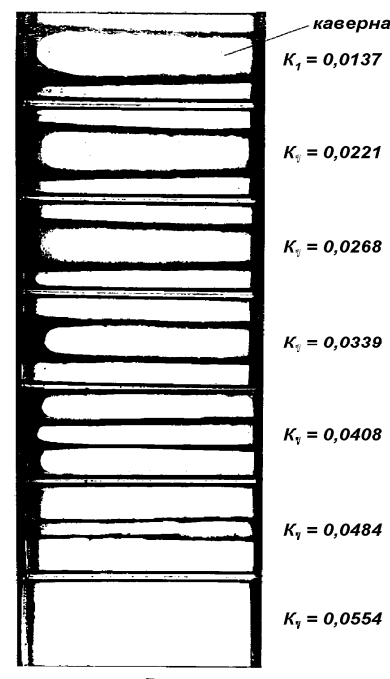


Рис. 2. Копия фотограммы кавитационного течения воды в байпасном трубопроводе при $P_0 = 11,1$ МПа; $G = 2,7$ кгс/с; $D_m = 60$ мм; $l_m = 250$ мм; $d_{\partial} = 53$ мм.

На рис.4 представлены расчетные зависимости модуля и фазового угла импеданса рассматриваемого варианта БДТ для номинального режима работы насоса.

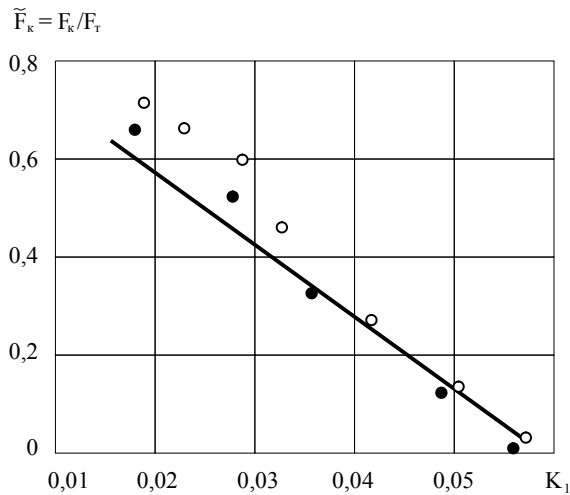


Рис.3. Зависимости средней относительной площади суперкавитационной плоскости \tilde{F}_k от числа кавитации K_1 : ● – эксп. при $P_0 = 8,1$ МПа; ○ – эксп. при $P_0 = 11,1$ МПа, — – расчет

Минимальное значение модуля импеданса, соответствующее собственной частоте колебаний жидкости в трубопроводе, достаточно велико, что свидетельствует о наличии существенного гидравлического сопротивления.

Расчеты, проведенные с использованием разработанной математической модели, описывающей динамические свойства насосной системы, позволили исследовать ее устойчивость в широком диапазоне изменения давления и расхода жидкости на входе в насос. Исходные данные соответствовали условиям проведения экспериментального исследования.

Указанный насос при частоте вращения вала 10900 об/мин развивает напор $P_n = 12$ МПа, давление кавитационного срыва составляет $P_{cr} = 0,033$ МПа. Параметры питающей магистрали: $R = R_1 + R_2$ – полное линейризованное гидравлическое сопротивление питающей магистрали, состоящей из двух участков — от емкости до места подключения БДТ и от БДТ до входа в насос: $R = 2aG$, где $a = 0,11 \cdot 10^{-4}$ $\text{с}^2/\text{см}^2\text{кгс}$. Диаметр питающей магистрали $D_m = 125$ мм. Длина питающей магистрали $l = 1200$ мм, причем от емкости до демпфера $l_1 = 900$ мм, и от БДТ до входа в насос $l_2 = 300$ мм. Коэффициент инерционного сопротивления магистрали $I = l/gF = 10^{-3}$ $\text{с}^2/\text{см}^2$.

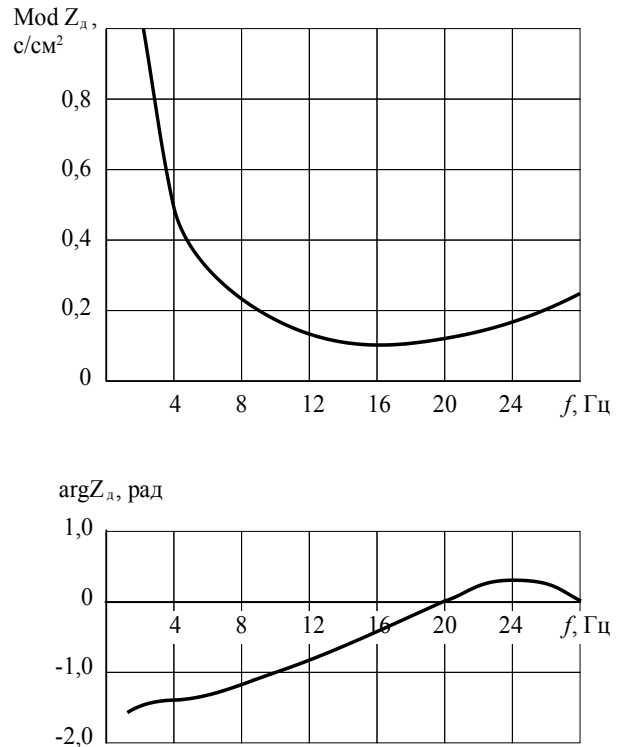


Рис. 4. Зависимости модуля и фазы импеданса БДТ от частоты колебаний

Что касается параметров напорной магистрали, то коэффициент инерционного сопротивления напорной магистрали $I_{2н}$ составляет $0,14$ $\text{с}^2/\text{см}^2$, а линейризованное гидравлическое сопротивление $R_{2н}$ определяется как $R_{2н} = 2P_n/G$.

Зависимость напора насоса (при постоянных оборотах вращения вала) от расхода жидкости через насос может быть аппроксимирована следующим выражением $P_n = 0,004 G^2 + 0,417G + 111$. Последнее соотношение получено на основании обработки многочисленных экспериментальных данных по результатам испытаний насоса. Тангенс угла наклона касательной к напорной характеристике шнека равен $S = 0,7$ $\text{с}/\text{см}^2$.

В качестве примера на рис. 5 представлены расчетные зависимости действительной и мнимой частей суммарного импеданса системы без БДТ (пунктир) от частоты колебаний для номинального давления на входе $P_1 = 0,16$ МПа ($K = 0,066$) и номинального расхода жидкости через насос $G_{ном} = 35,6$ кгс/с. Из приведенного рисунка видно, что действительная

часть импеданса системы (без БДТ) уменьшается с увеличением частоты колебаний и, начиная с частоты $f = 12$ Гц, становится отрицательной. Мнимая часть импеданса системы увеличивается с ростом частоты колебаний и при $f = 19$ Гц обращается в нуль, принимая для $f > 19$ Гц положительные значения. Таким образом, условие потери устойчивости насосной системы по отношению к кавитационным автоколебаниям выполняется.

Экспериментально определенная частота кавитационных колебаний для вышеуказанного входного давления составляет $f_0^{\text{эксп}} \approx 20$ Гц [3].

Аналогичные расчеты суммарного импеданса были проведены для насосной системы с подключенным БДТ (сплошная линия). На рис. 5 видно, что БДТ на эксплуатационном режиме работы насосной системы полностью обеспечил её устойчивость по отношению к кавитационным колебаниям.

Этот факт подтверждается и результатами эксперимента, который описан в [3].

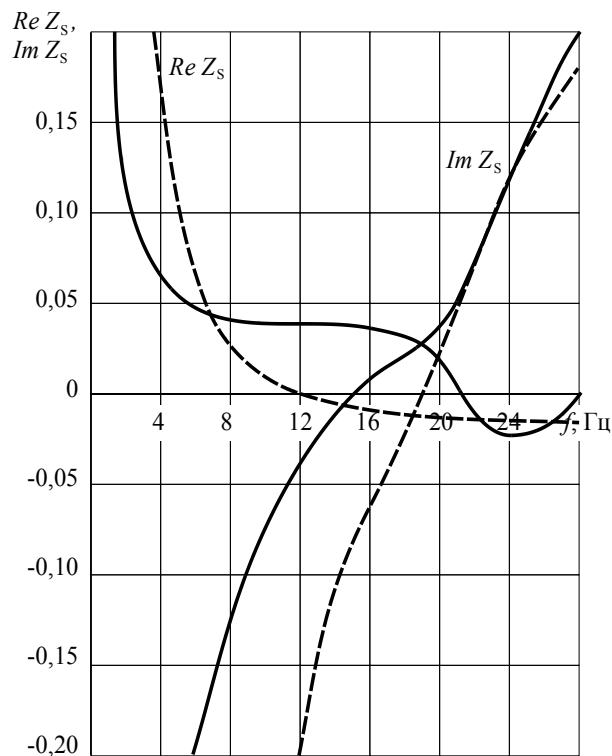


Рис. 5. Зависимость действительной и мнимой частей импеданса системы с БДТ и без БДТ (пунктир) от частоты колебаний

Выводы

Таким образом, полученный теоретический результат подтверждается результатами эксперимента, приведенными ранее, которые подтверждают, что на эксплуатационном режиме насосной системы и на режимах $0,8G_{ном} < G \leq 1,4G_{ном}$ подключение байпасного демпфирующего трубопровода обеспечивает её устойчивость по отношению к кавитационным автоколебаниям.

Литература

1. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.
2. Пилипенко В.В. Демпфирование колебаний в гидравлической системе со шнекоцентробежным насосом // Прикладные задачи гидрогазодинамики и тепломассообмена в энергетических установках. – К.: Наук. думка, 1988. – С. 38 – 50.
3. Жулай Ю.А., Запольский Л.Г. Экспериментальное исследование влияния байпасного демпфирующего трубопровода на устойчивость насосной системы питания // Проблемы высокотемпературной техники. – ДНУ. – 2004. – С. 76 – 82.
4. Пилипенко О.В. Определение площади кавитационной полости при вращательно-поступательном движении вязкой жидкости // Гидрогазодинамика технических систем. – К.: Наук. думка. – 1985. – С. 56 – 64.
5. Пилипенко О.В. Неустановившееся течение закрученного потока жидкости в трубопроводе с образованием кавитационной полости // Космическая наука и техника. – 1987. – С. 49 – 54.

Поступила в редакцию 30.05.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Задонцев, Институт транспортных систем и технологий НАН Украины ИТСТ, Днепропетровск.