

УДК 621.671:532.528

В.А. ЗАДОНЦЕВ¹, С.И. ДОЛГОПОЛОВ², Т.А. ГРАБОВСКАЯ², В.А. ДРОЗД²¹ *Институт транспортных систем и технологий НАНУ, Украина,*² *Институт технической механики НАНУ и НКАУ, Украина*

ВЛИЯНИЕ РАСПОЛОЖЕНИЯ ДАТЧИКОВ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КАВИТИРУЮЩИХ НАСОСОВ

Экспериментально установлено, что место установки датчиков давления на испытательном стенде оказывает существенное влияние на результат определения коэффициента усиления насоса. Расчетным путем показано, что возрастание модуля коэффициента усиления насоса при увеличении частоты колебаний обусловлено расположением датчика давления на некотором расстоянии от непосредственного входа в шнековый преднасос.

энергоустановка летательного аппарата, шнекоцентробежный насос, кавитация, частотные испытания, гидродинамическая модель, коэффициент усиления, импеданс

Введение

Насосы современных энергоустановок летательных аппаратов (ЭУЛА) работают в режиме скрытой кавитации [1], когда малый объем (по сравнению с объемом проточной части насоса) кавитационных каверн на входе проточной части насоса не оказывает заметного влияния на напор, потребляемую мощность и экономичность насоса. Однако наличие кавитационных каверн на входе в шнековые преднасосы может привести к самовозбуждению низкочастотных кавитационных автоколебаний, к качественному изменению динамических характеристик насоса – входного импеданса, комплексного коэффициента усиления насоса по давлению [1]. Кроме того, кавитационные явления в насосах энергетических установок при запуске ЭУЛА могут привести к кавитационному срыву работы насосов или к недопустимым забросам параметров [2].

В настоящее время для решения задач динамики ЭУЛА используются результаты динамических стендовых испытаний насосов трех видов [3]: частотные испытания (с пульсатором на входе или выходе из насоса) для определения импедансов и коэффициентов усиления насоса либо элементов его передаточной (переносной) матрицы в зависимости

от режимных параметров насоса, испытания в режимах кавитационных автоколебаний и испытания в режиме переходных процессов. На практике большее распространение получили частотные испытания насосов [1, 4 – 6].

Следует также иметь в виду, что конструкции натурных насосов часто не позволяют устанавливать датчики давления непосредственно на входе и выходе из насоса из-за того, что насосы имеют сложные пространственные подводы и отводы жидкости. А в работах по определению экспериментальных передаточных матриц кавитирующих насосов [4, 6] отмечается важность внесения поправок на влияние гидравлической системы. Дополнительную сложность вносят обратные течения на входе в насос, когда кавитационные каверны образуются не только в межлопастных каналах, но и перед шнеком.

В работах [1, 5] представлены результаты определения экспериментальных частотных характеристик кавитирующего насоса: импеданса на входе в насос Z_1 и коэффициента усиления насоса k_p . Показано, что модуль коэффициента усиления насоса k_p увеличивается с увеличением частоты колебаний, достигая максимума при определенном значении частоты.

Для согласования экспериментальных и расчетных данных по частотам кавитационных колебаний, а также по коэффициентам усиления кавитирующего насоса в модели динамики насоса был использован коэффициент инерционности кавитационной каверны на участке роста высоты кавитационной каверны $J_{ки}$ [1, 5]. Однако результаты дальнейших исследований показали [7], что согласование экспериментальных и расчетных частот кавитационных колебаний в гидравлических линиях с различными акустическими длинами может быть достигнуто без использования коэффициента инерционности $J_{ки}$. Установлено также [8], что теоретическая передаточная матрица кавитирующего насоса, полученная с учетом распределенности параметров каверны, также может быть описана без коэффициента инерционности $J_{ки}$.

Целью данной статьи является экспериментальное и теоретическое определение частотных характеристик кавитирующих насосов с учетом мест установки датчиков.

1. Объект, методика проведения и результаты экспериментальных исследований

Объектом исследования является шнекоцентробежный насос разработки КБ Энергетического машиностроения, который имеет трехзаходный шнековый преднасос постоянного шага, большой размер (наружный диаметр шнека 15,62 мм) и производительность ($0,11 \text{ м}^3/\text{с}$ для стендовых условий) по сравнению с исследованными ранее насосами, для которых проводились автономные частотные испытания [1, 5]. Исследуемый насос выполнен с боковым кольцевым подводом жидкости, имеет коэффициент быстроходности 83,3 и густоту решетки шнекового преднасоса 2,54.

Частотные испытания исследуемого насоса проводились на гидравлическом стенде ГКБ “Южное”. Стенд выполнен по замкнутой схеме и предназначен

для проведения испытаний по определению статических (напорной и кавитационной) характеристик насосов.

Для проведения динамических испытаний насоса стенд был дополнен системой задания на входе в насос возмущающего гармонического воздействия. Принципиальная гидравлическая схема стенда для частотных испытаний насоса и схема размещения датчиков представлены на рис. 1.

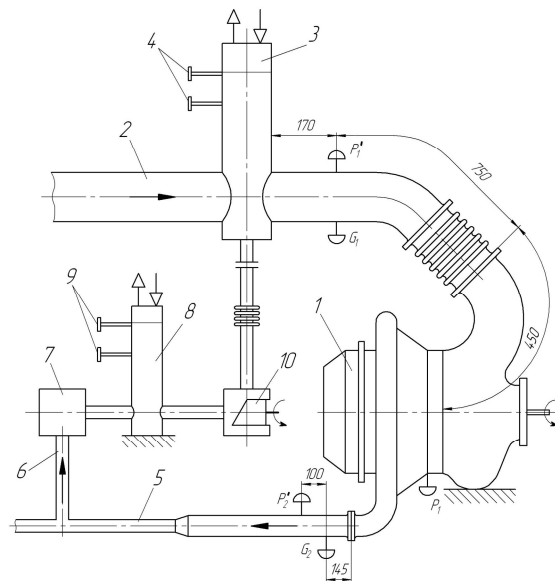


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема стенда для частотных испытаний исследуемого насоса: 1 – насос; 2 – питающий трубопровод; 3 – проточный ресивер; 4 – датчики уровня жидкости; 5 – напорный трубопровод; 6 – байпасный трубопровод; 7 – дроссель; 8 – проточный ресивер; 9 – датчики уровня жидкости; 10 – пульсатор дроссельного типа

В исследуемый насосный агрегат 1 жидкость из антикавитационного бака стенда (на схеме не показан) поступает по питающей магистрали 2, в которой установлен проточный ресивер 3, предназначенный для акустического “отсечения” части питающего трубопровода при испытаниях в режиме кавитационных автоколебаний. При частотных испытаниях ресивер 3 был заполнен жидкостью, что контролировалось датчиками уровня 4. Выходной патрубок насоса 1 соединен с гидрофором стенда (на схеме не показан) напорной магистралью 5.

Для проведения частотных испытаний малоразмерных лопастных насосов [1] задание возмущаю-

щего сигнала обычно производится пульсатором, установленным непосредственно в питающем или напорном трубопроводах исследуемого насоса. При этом происходит воздействие на весь поток жидкости в трубопроводе. Для исследуемого насоса была использована схема задания возмущений по байпасному трубопроводу, предложенная в работе [9]. При этом жидкость высокого давления отбиралась на выходе из насоса и направлялась по байпасному трубопроводу 6 (до 10 % от суммарного расхода жидкости) через проточный ресивер 8 и пульсатор дроссельного типа 10 на вход в насос. Воздушная подушка в проточном ресивере 8, контролируемая датчиками уровня жидкости 9, акустически “отсекает” часть байпасного трубопровода 6 и предотвращает проникновение динамического воздействия жидкости по байпасному трубопроводу на вход в насос.

Пульсатор дроссельного типа, выполненный в виде срезанного под углом стакана, помещенного в статор, за счет частичного перекрытия щели создает переменное гидравлическое сопротивление. Амплитуда пульсаций регулируется степенью перекрытия щели пульсатора. Приводом пульсатора служит двигатель постоянного тока. Система управления за счет регулирования частоты вращения вала пульсатора позволяет задавать возмущения в частотном диапазоне от 5 до 30 Гц.

Динамические параметры испытаний регистрировались с помощью индуктивных датчиков давления типа ДД-10 и датчиков мгновенных расходов жидкости (ДМРЖ) разработки ИТМ НАНУ [2]. В основу работы ДМРЖ положен принцип измерения перемещения тел обтекания. Эти датчики имеют широкий частотный диапазон измерения мгновенного расхода (до 100 Гц), высокую точность (погрешность измерения по амплитуде не превышает 6 % и по фазе 8° при максимальной частоте пульсаций) и могут использоваться в агрессивных, криогенных, непрозрачных, электропроводных и др.

жидкостях. Схема установки этих датчиков приведена на рис. 1.

Проведен гармонический анализ результатов испытаний, который показал, что составляющие высших гармоник в исходном сигнале, как правило, пренебрежимо малы по сравнению с первой гармоникой. Поэтому искомые частотные характеристики определялись по первым гармоникам исходного сигнала.

Частотные испытания насоса проводились с акустически длинным питающим трубопроводом (ресивер 3 на рис.1 полностью заполнен жидкостью) в следующих диапазонах изменения режимных параметров насоса [1]: число кавитации $k^* = 0,08 - 0,16$, параметр режима $q = 0,25 - 0,42$.

В качестве примера на рис. 2 и 3 (позиции 1)

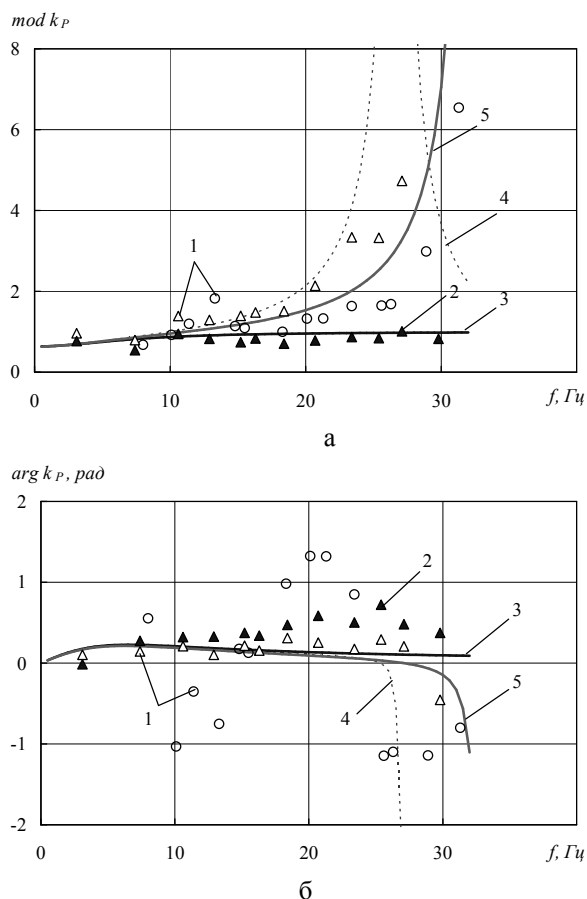


Рис. 2. Коэффициент усиления насоса: (а – модуль; б – аргумент): 1 – эксперимент ($l=1200$ мм расстояние до входа в насос); 2 – эксперимент ($l=0$); 3 – расчет по формуле (2); 4 – расчет по формуле (2) с учетом $J_{кин}$; 5 – расчет по формуле (6)

представлены результаты экспериментального определения коэффициента усиления насоса и импеданса на входе в насос для одного из режимов работы насоса (число кавитации $k^* = 0,12$, параметр режима $q = 0,34$). При этом коэффициент инерционного сопротивления, обусловленный наличием обратных течений на входе в насос, J_{OT} , полученный по формулам работы [7], составляет 1,5 % от коэффициента инерционного сопротивления питающего трубопровода J_1 и далее не учитывается,

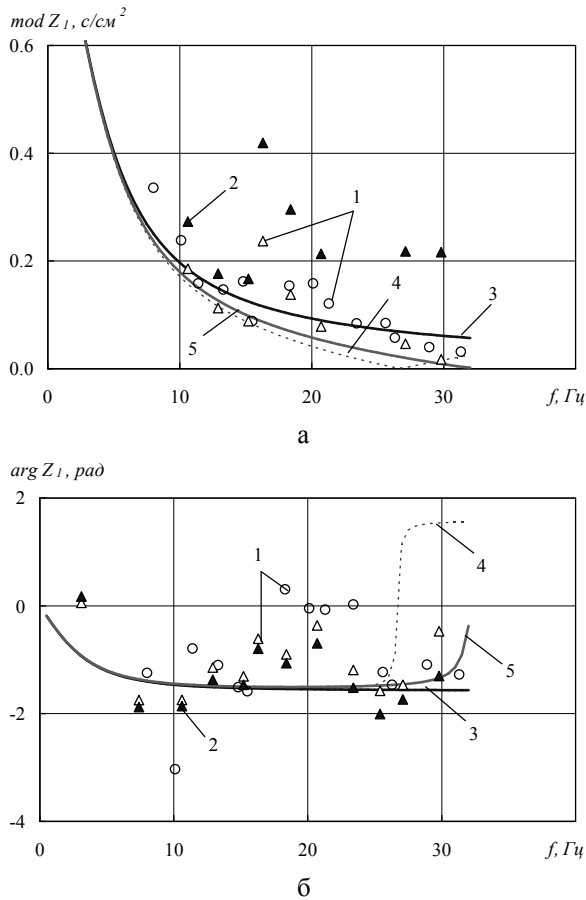


Рис. 3. Импеданс на входе в насос (а – модуль; б – аргумент): 1 – эксперимент ($l=1200$ мм расстояние до входа в насос); 2 – эксперимент ($l=0$); 3 – расчет по формуле (3); 4 – расчет по формуле (3) с учетом $J_{ки}$; 5 – расчет по формуле (7)

как и влияние обратных течений на показания датчиков давления и расхода на входе в насос. Из этих рисунков видно, что полученные частотные характеристики качественно согласуются с полученными ранее [1, 5] соответствующими частотными характеристиками, в частности, модуль коэффициента

усиления увеличивается, а модуль импеданса уменьшается с увеличением частоты колебаний вынужденного возмущения.

2. Теоретическое определение частотных характеристик насосов

Для теоретического определения коэффициента усиления насоса k_p и импеданса Z_1 была использована гидродинамическая модель динамики кавитирующих насосов [1, 7], которая включает уравнения движения жидкости в питающем трубопроводе, динамики кавитационных камер, баланса расходов в проточной части насоса, выражение для давления на выходе из насоса и уравнение движения жидкости в напорном трубопроводе. После преобразования по Лапласу эта линейная гидродинамическая модель имеет вид

$$\begin{cases} \delta \bar{p}_1 + [R_1 + p \cdot (J_1 + J_{OT})] \cdot \delta \bar{G}_1 = 0; \\ \delta \bar{p}_1 = B_1 \cdot (1 + p \cdot T_K) \cdot \delta \bar{V}_K + B_2 \cdot \delta \bar{G}_1; \\ \gamma \cdot p \cdot \delta \bar{V}_K = \delta \bar{G}_2 - \delta \bar{G}_1; \\ \delta \bar{p}_2 = \delta \bar{p}_1 + s_2 \cdot \delta \bar{G}_2 + \varepsilon \cdot \delta \bar{V}_K + r \cdot \delta \bar{G}_1; \\ \delta \bar{p}_2 = Z_2 \cdot \delta \bar{G}_2, \end{cases} \quad (1)$$

где p – переменная преобразования Лапласа; δ – символ, указывающий на малые отклонения рядом стоящего параметра от установившегося значения; p_1 , G_1 – давление и расход на входе в насос; R_1 – коэффициент линеаризованного гидравлического сопротивления питающего трубопровода; B_1 , V_K , B_2 , T_K – упругость, объем, сопротивление и постоянная времени кавитационных камер [1, 7]; γ – удельный вес жидкости; s_2 – тангенс угла наклона касательной к напорной характеристике насоса; ε , r – тангенсы углов наклона касательных к двухпараметрической кавитационной функции насоса [1]; p_2 , G_2 – давление и расход на выходе из насоса; Z_2 – импеданс напорного трубопровода.

Из системы уравнений (1) для случая задания вынужденного периодического возмущения на входе в насос могут быть получены теоретические вы-

ражения для коэффициента усиления k_p и импеданса на входе в насос Z_1 :

$$k_p = \frac{1 + \left(r - \frac{\varepsilon}{\gamma \cdot p}\right) \cdot \frac{1}{B_2 - \frac{B_1}{\gamma \cdot p} \cdot (1 + p \cdot T_K)}}{1 - \frac{s_2 + \frac{\varepsilon}{\gamma \cdot p}}{Z_2} + \frac{\left(r - \frac{\varepsilon}{\gamma \cdot p}\right) \cdot \frac{B_1}{\gamma \cdot p} \cdot (1 + p \cdot T_K)}{B_2 - \frac{B_1}{\gamma \cdot p} \cdot (1 + p \cdot T_K)}}; \quad (2)$$

$$Z_1 = \frac{B_2 - \frac{B_1}{\gamma \cdot p} \cdot (1 + p \cdot T_K) \cdot \left[1 - \frac{r - \frac{\varepsilon}{\gamma \cdot p}}{Z_2 - s_2 - \frac{\varepsilon}{\gamma \cdot p}}\right]}{1 - \frac{B_1}{\gamma \cdot p} \cdot \frac{1 + p \cdot T_K}{Z_2 - s_2 - \frac{\varepsilon}{\gamma \cdot p}}}, \quad (3)$$

$$\text{где } k_p = \frac{\delta \bar{p}_2}{\delta \bar{p}_1}; \quad Z_1 = \frac{\delta \bar{p}_1}{\delta \bar{G}_1}.$$

Результаты расчетов по формулам (2) и (3) представлены на рис. 2 и 3 (позиции 3) и показывают, что если расчетный импеданс Z_1 удовлетворительно согласуется с экспериментальным, то теоретический и экспериментальный коэффициенты усиления k_p существенно различаются: экспериментальный модуль k_p увеличивается намного больше с увеличением частоты колебаний, чем теоретический. Если в гидродинамической модели кавитирующих насосов использовать коэффициент инерционности кавитационных каверн $J_{ки}$, то уравнение динамики кавитационных каверн (второе уравнение в системе (1)) примет вид

$$\delta \bar{p}_1 = B_1 \cdot (1 + p \cdot T_K) \cdot \delta \bar{V}_K + (B_2 + p \cdot J_{ки}) \cdot \delta \bar{G}_1,$$

а в выражениях для k_p и Z_1 вместо кавитационного сопротивления B_2 будет стоять выражение $B_2 + p \cdot J_{ки}$. Использование в гидродинамической модели кавитирующих насосов коэффициента инерционности кавитационных каверн $J_{ки}$ позволяет качественно согласовать результаты теоретических и экспериментальных исследований: расчетный модуль k_p с учетом $J_{ки}$ увеличивается как и экспериментальный при увеличении частоты колебаний (см. рис. 2 и 3, позиции 4). Однако, как отмечалось

во введении данной статьи, в более поздних работах [7, 8] показано, что при исследовании кавитационных явлений в насосах нет необходимости в использовании коэффициента $J_{ки}$. Поэтому был проведен учет того, что датчики давления располагаются на некотором расстоянии от непосредственно входа и выхода из насоса

$$\delta \bar{p}_1' = \delta \bar{p}_1 + (R_1' + p \cdot J_1') \delta \bar{G}_1, \quad (4)$$

$$\delta \bar{p}_2' = \delta \bar{p}_2 - (R_2' + p \cdot J_2') \delta \bar{G}_2, \quad (5)$$

где p_1' , p_2' – давление жидкости в месте установки датчиков давления на входе и выходе из насоса; R_1' , J_1' – коэффициенты линеаризованного гидравлического и инерционного сопротивлений питающего трубопровода от места установки датчика давления до непосредственно входа в насос; R_2' , J_2' – коэффициенты линеаризованного гидравлического и инерционного сопротивлений напорного трубопровода от выхода из насоса и места установки датчика давления.

С использованием выражения (4) и (5) были получены формулы для определения частотных характеристик k_p' и Z_1' с учетом некоторого удаления датчиков давления от входа и выхода из насоса

$$k_p' = k_p \cdot \frac{1 - \Delta Z_2' / Z_2}{1 + \Delta Z_1' / Z_1}, \quad (6)$$

$$Z_1' = Z_1 - \Delta Z_1', \quad (7)$$

$$\text{где } k_p' = \frac{\delta \bar{p}_2'}{\delta \bar{p}_1'}; \quad Z_1' = \frac{\delta \bar{p}_1'}{\delta \bar{G}_1};$$

$$\Delta Z_1' = R_1' + p \cdot J_1'; \quad \Delta Z_2' = R_2' + p \cdot J_2'.$$

Результаты расчета по формулам (6) и (7) представлены на рис. 2 и 3 (позиции 5) и показывают удовлетворительное согласование теоретических и экспериментальных частотных характеристик исследуемого кавитирующего насоса k_p' и Z_1' . Таким образом, расчетным путем показано, что возраста-

ние модуля коэффициента усиления насоса связано с расположением датчика давления на некотором расстоянии от непосредственно входа в насос.

Для подтверждения этого вывода были проведены дополнительные экспериментальные исследования. В корпусе насоса дополнительно установлен датчик давления, который максимально приближен к входу в шнековый преднасос. Результаты определения искомых частотных характеристик k_p и Z_1 представлены на рис. 2, 3 (позиции 2). Расчеты, проведенные по формулам (2) и (3), в целом удовлетворительно согласуются с этими экспериментальными данными.

Заключение

Таким образом, экспериментально установлено, что место установки датчика давления на входе в насос может оказывать существенное влияние на результат определения коэффициента усиления насоса по давлению. Показано, что возрастание модуля коэффициента усиления насоса при увеличении частоты колебаний может быть обусловлено не коэффициентом инерционности кавитационной каверны на участке роста высоты кавитационной каверны, а расположением датчиков давления на входе и выходе на некотором расстоянии от непосредственного входа и выхода из насоса.

Результаты проведенного исследования могут быть полезны при планировании и проведении частотных испытаний насосов, а также при анализе и интерпретации их результатов, корректном сопоставлении теоретических и экспериментальных данных.

Литература

1. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные автоколебания и динамика гидросистем. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.
2. Динамика жидкостных ракетных двигательных установок и продольная устойчивость жидкост-

ных ракет-носителей / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, Н.И. Довготько и др. // Техническая механика. – 2001. – № 2. – С. 11-37.

3. Zadontsev V., Pilipenko V. Dynamic Testing of Cavitating Liquid Propellant Rocket Engine Centrifugal Pumps with Inducers // 47-th International Astronautical Congress, Oct. 7-11 1996. China, JAF-96-S.2.04 – P. 4.

4. Бреннен Н. Экспериментальные исследования динамики кавитирующих насосов // Тр. амер. о-ва инж-мех. ТОИР – 1978. – Т. 100, № 2. – С. 136-147.

5. Ходурский В.Е. Некоторые результаты по обобщению частотных испытаний шнекоцентробежного насоса // Гидрогазодинамика энергетических установок. – К.: Наук. думка, 1982. – С. 74-77.

6. Проявление масштабных эффектов в динамических передаточных функциях кавитирующих преднасосов / Бреннен, Мейсснер, Ло и др. // Тр. амер. о-ва инж-мех. ТОИР – 1982. – Т. 104, № 4. – С. 88-94.

7. Пилипенко В.В., Долгополов С.И. Экспериментально-расчетное определение коэффициентов уравнения динамики кавитационных каверн в шнекоцентробежных насосах различных типоразмеров // Техническая механика. – 1998. – Вып. 8. – С. 50-56.

8. Пилипенко В.В., Кваша Ю.А., Фоменко П.В. Частотные характеристики шнекоцентробежного насоса в режиме частичной кавитации // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1991. – № 5. – С. 135-141.

9. Дрозд В.А., Ходурский В.Е. Частотные испытания высокооборотных шнекоцентробежных насосов большой производительности // Динамика гидросистем энергетических установок летательных аппаратов. – К.: Наук.думка, 1991. – С. 52-57.

Поступила в редакцию 31.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н.Д. Коваленко, Институт технической механики НАНУ и НКАУ, Днепропетровск.