

УДК 621.671:532.528

Ю.А. ЖУЛАЙ¹, С.И. ДОЛГОПОЛОВ², Т.А. ГРАБОВСКАЯ²¹Институт транспортных систем и технологий НАНУ, Украина²Институт технической механики НАНУ и НКАУ, Украина

ВЕРИФИКАЦИЯ МОДЕЛИ ДИНАМИКИ КАВИТИРУЮЩИХ ШНЕКОЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ ЖРДУ ПО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ ПЕРЕДАТОЧНЫМ МАТРИЦАМ

Проведена верификация модели динамики кавитирующих насосов на основе известных экспериментальных передаточных матриц кавитирующего турбоинжектора. Получено качественное согласование экспериментальных и теоретических параметров гидродинамической модели кроме коэффициента инерционности кавитационных каверн $J_{кш}$. В модель динамики кавитирующих насосов введено звено запаздывания и рассмотрено два варианта его применения, которые приводят к согласованию гидродинамической модели с экспериментальными передаточными матрицами насоса. Результаты проведенной верификации модели не позволили сделать вывод о предпочтительности использования в расчетах динамики напора насоса кавитационных характеристик или кавитационных функций насоса.

Ключевые слова: жидкостный ракетный двигатель, шнекоцентробежный насос, кавитация, кавитационные колебания, гидродинамическая модель, передаточная матрица, верификация.

Введение

Опасные проявления кавитации в насосах жидкостных ракетных двигательных установок (ЖРДУ) обычно не ограничиваются кавитационным срывом насосов, а часто существуют при переходных процессах в двигателе, при кавитационных автоколебаниях в линиях питания ЖРДУ и, что наиболее важно, при продольных колебаниях жидкостных ракет [1]. Из-за сложности теоретического описания кавитационных течений в шнекоцентробежных насосах проводят экспериментальные исследования их динамических характеристик как в режиме кавитационных колебаний [2, 3], так и путем проведения частотных испытаний. В последнем случае обычно определяют передаточные матрицы насосов [4 – 9], которые используют для разработки и тестирования математических моделей. При частотных испытаниях экспериментальное определение элементов передаточных матриц требует проведения двух независимых серий испытаний. Первая с заданием вынужденных гармонических колебаний давления и расхода на входе в шнекоцентробежный насос, вторая – с заданием таких колебаний на выходе из него. Или же при проведении первой серии изменять выходную активную или емкостную либо инерционную нагрузку насоса. Основная сложность при проведении таких испытаний связана с измерением колебаний расхода жидкости на входе и выходе насоса в интересующем нас диапазоне частот.

Для испытаний насосов в режиме кавитационных автоколебаний можно обойтись без измерения

колебаний расхода жидкости. Определение элементов передаточных матриц в этом случае осуществляется расчетно-экспериментальным способом.

Среди ряда математических моделей динамики кавитирующих насосов выгодно выделяется гидродинамическая модель, основанная на теории струйного кавитационного обтекания решетки профилей [2, 3], в которой основной причиной самовозбуждения колебаний является отрицательное кавитационное сопротивление при входе жидкости в межлопастные каналы шнекового преднасоса.

Целью настоящей работы является проверка соответствия гидродинамической модели кавитирующих насосов известным экспериментальным передаточным матрицам кавитирующего шнекоцентробежного насоса.

1. Выбор объекта исследования

Впервые методика и результаты экспериментального определения элементов передаточной матрицы изложены в 1976–1978 годах в работах [4, 5]. Испытания проводились с целью разработки математической модели динамики кавитирующих насосов ЖРДУ в рамках задачи обеспечения продольной устойчивости при полете жидкостных ракет-носителей.

На том же стенде в Калифорнийском технологическом институте проводились исследования по экспериментальному определению проявления масштабных эффектов в динамических передаточных функциях кавитирующих преднасосов [6].

Далее работы по определению элементов передаточной матрицы кавитирующих насосов были развернуты во всех странах, занимающихся разработкой жидкостных ракет-носителей, и проводились в разные годы [7 – 9].

Главная проблема, с которой столкнулись исследователи и которая сдерживает использование этого вида динамических испытаний насосов, является проблема измерения динамических расходов жидкости. Поэтому в некоторых работах [7, 9] определялась лишь часть элементов передаточной матрицы. Данные измерений усреднялись в нескольких сериях замеров. Измерение динамического расхода производилось либо лазерным доплеровским измерителем скорости, либо электромагнитными расходомерами [4 – 6].

Следует отметить, что результаты, полученные разными авторами для разных насосов качественно (видом экспериментальных зависимостей элементов передаточной матрицы кавитирующих насосов от частоты вынужденных возмущений) согласуются между собой. Однако для достижения поставленной цели данной работы требуется количественное определение параметров модели по экспериментальным передаточным матрицам насоса. Это выдвигает высокие требования к точности используемых передаточных матриц. Наилучше, на наш взгляд, этим требованиям соответствуют передаточные матрицы, представленные в работе [6].

Объектом исследования в работе [6] был турбонасос низкого давления системы подачи окислителя главного двигателя космического летательного аппарата типа “Шаттл” с диаметром рабочего колеса 10,2 см. Турбонасос представляет собой четырехлопастное шнековое колесо с переменным по длине диаметром втулки шнека. Угол установки лопасти на периферии 9° , напор 0,29 МПа при коэффициенте расхода $\varphi = 0,07$ (где $\varphi = Q/(A \cdot u)$; Q – объемный расход жидкости; A – площадь проходного сечения на входе в насос; u – окружная скорость на периферии шнека). Экспериментальные передаточные матрицы насоса получены при коэффициенте расхода $\varphi = 0,07$ и числах кавитации $k = 0,044; 0,052; 0,069; 0,100$ и $0,370$ (где $k = (\bar{p}_1 - \bar{p}_s)/(\rho w_1^2/2)$; $\rho w_1^2/2$ – скоростной напор в относительном движении; $\bar{p}_1$, $\bar{p}_s$ – давление на входе в насос и давление насыщенных паров рабочей жидкости).

2. Гидродинамическая модель и полуэмпирическое определение параметров

Линейная гидродинамическая модель динамики кавитирующих насосов [2, 3] включает уравне-

ния динамики кавитационных каверн и баланса расходов в проточной части насоса

$$p_1 = B_1 V_K + B_2 G_1 + B_1 T_K \frac{dV_K}{dt} + J_{KIII} \frac{dG_1}{dt}, \quad (1)$$

$$\gamma \frac{dV_K}{dt} = G_2 - G_1, \quad (2)$$

а также уравнение для определения давления на выходе из насоса, которое предполагает учет падения напора насоса либо по кавитационной характеристике насоса

$$p_2 = (1 + m)p_1 + s_2 G_2 - J_H \frac{dG_2}{dt} + r G_1, \quad (3)$$

либо по кавитационной функции насоса

$$p_2 = p_1 + \varepsilon V_K + s_2 G_2 - J_H \frac{dG_2}{dt} + r G_1, \quad (4)$$

где p_1 , G_1 , p_2 , G_2 – давление и весовой расход жидкости на входе и выходе из насоса; γ – удельный вес жидкости; B_1 , V_K , B_2 , и T_K – упругость, объем, сопротивление, постоянная времени; J_H – коэффициент инерционности жидкости в проточной части насоса; m , ε и s_2 – тангенсы углов наклона касательных к кавитационной характеристике, к кавитационной функции и к напорной характеристике насоса; r – коэффициент, характеризующий расслоение кавитационной характеристики или функции насоса по расходу на входе в насос [12].

Уравнения динамики кавитирующего шнеко-центробежного насоса как четырехполюсника удобно записать в форме В, выражающей его выходные параметры через входные

$$\begin{cases} p_2 = b_{11} p_1 + b_{12} G_1, \\ G_2 = b_{21} p_1 + b_{22} G_1, \end{cases} \quad (5)$$

где b_{11} , b_{12} , b_{21} и b_{22} – элементы передаточной матрицы насоса.

Элементы матрицы (5) b_{21} и b_{22} могут быть определены из уравнений (1) и (2):

$$b_{21} = \frac{j\omega\gamma}{B_1(1 + j\omega T_K)}, \quad (6)$$

$$b_{22} = 1 - \frac{j\omega\gamma(B_2 + j\omega J_{KIII})}{B_1(1 + j\omega T_K)}, \quad (7)$$

а b_{11} и b_{12} из уравнения (3):

$$b_{11} = 1 + m + (s_2 - j\omega J_H) b_{21}, \quad (8)$$

$$b_{12} = r + (s_2 - j\omega J_H) b_{22}, \quad (9)$$

либо из уравнения (4):

$$b_{11} = 1 + \left(s_2 - j\omega J_H - j \frac{\varepsilon}{\omega\gamma} \right) b_{21}, \quad (10)$$

$$b_{12} = r + j \frac{\varepsilon}{\omega\gamma} + \left(s_2 - j\omega J_H - j \frac{\varepsilon}{\omega\gamma} \right) b_{22}. \quad (11)$$

Если известны элементы передаточной матрицы насоса b_{11} , b_{12} , b_{21} и b_{22} , то, используя уравнения (6)-(11), можно определить все параметры, входящие в гидродинамическую модель (1) – (4).

Из (6) и (7) получим

$$T_K = \frac{\operatorname{Re} b_{21}}{\operatorname{Im} b_{21} \omega}, \quad (12)$$

$$B_1 = \frac{\gamma \omega}{\operatorname{Im} b_{21} (1 + \omega^2 T_K^2)}, \quad (13)$$

$$B_2 = \frac{B_1}{\gamma} \left[(1 - \operatorname{Re} b_{22}) T_K - \frac{\operatorname{Im} b_{22}}{\omega} \right], \quad (14)$$

$$J_{\text{КШ}} = -\frac{B_1}{\gamma} \left[\frac{1 - \operatorname{Re} b_{22}}{\omega^2} + \frac{\operatorname{Im} b_{22} T_K}{\omega} \right]. \quad (15)$$

Из уравнений (8) и (9) получим систему линейных алгебраических уравнений для определения m , s_2 , J_H и r :

$$\begin{cases} \operatorname{Re} b_{11} - 1 = m + a_{12} s_2 + a_{13} J_H, \\ \operatorname{Im} b_{11} = a_{22} s_2 + a_{23} J_H, \\ \operatorname{Re} b_{12} = a_{32} s_2 + a_{33} J_H + r, \\ \operatorname{Im} b_{12} = a_{42} s_2 + a_{43} J_H, \end{cases} \quad (16)$$

где

$$\begin{aligned} a_{12} &= \frac{\omega^2 T_K}{\Delta}; & a_{13} &= \frac{\omega^2}{\Delta}; \\ a_{22} &= \frac{\omega}{\Delta}; & a_{23} &= \frac{-\omega^3 T_K}{\Delta}; \\ a_{32} &= 1 - \frac{\omega^2 (B_2 T_K - J_{\text{КШ}})}{\Delta}; & a_{33} &= \omega a_{42}; \\ a_{42} &= -\frac{\omega (B_2 + \omega^2 T_K J_{\text{КШ}})}{\Delta}; & a_{43} &= -\omega a_{32}; \\ \Delta &= \frac{B_1}{\gamma} (1 + \omega^2 T_K^2). \end{aligned}$$

При учете падения напора насоса по кавитационной функции система уравнений для определения параметров ε , s_2 , J_H и r , определенных из (10) и (11), будет иметь вид

$$\begin{cases} \operatorname{Re} b_{11} - 1 = \alpha_{11} \varepsilon + \alpha_{12} s_2 + \alpha_{13} J_H, \\ \operatorname{Im} b_{11} = \alpha_{21} \varepsilon + \alpha_{22} s_2 + \alpha_{23} J_H, \\ \operatorname{Re} b_{12} = \alpha_{31} \varepsilon + \alpha_{32} s_2 + \alpha_{33} J_H + r, \\ \operatorname{Im} b_{12} = \alpha_{41} \varepsilon + \alpha_{42} s_2 + \alpha_{43} J_H, \end{cases} \quad (17)$$

где $\alpha_{11} = \frac{1}{\gamma \Delta}$; $\alpha_{12} = \frac{\omega^2 T_K}{\Delta}$; $\alpha_{13} = \frac{\omega^2}{\Delta}$;

$$\alpha_{21} = -\frac{\omega T_K}{\gamma \Delta}; \quad \alpha_{22} = \frac{\omega}{\Delta}; \quad \alpha_{23} = \frac{-\omega^3 T_K}{\Delta};$$

$$\alpha_{31} = -\frac{B_2 + \omega^2 T_K J_{\text{КШ}}}{\gamma \Delta}; \quad \alpha_{32} = 1 - \frac{\omega^2 (B_2 T_K - J_{\text{КШ}})}{\Delta};$$

$$\begin{aligned} \alpha_{33} &= \omega^2 \gamma \alpha_{31}; & \alpha_{41} &= \frac{\omega (B_2 T_K - J_{\text{КШ}})}{\gamma \Delta}; \\ \alpha_{42} &= \omega \gamma \alpha_{31}; & \alpha_{43} &= -\omega \alpha_{32}. \end{aligned}$$

3. Результаты верификации модели по элементам матрицы b_{21} и b_{22}

Используя экспериментальные передаточные матрицы кавитирующего турбошнека, представленные в работе [6], по формулам (12)-(15) были определены параметры гидродинамической модели B_1 , B_2 , T_K и $J_{\text{КШ}}$.

На рис. 1 – 4 помещены зависимости средних (в рассматриваемом частотном диапазоне от 5 до 30 Гц) значений указанных параметров от числа кавитации k . Из этих рисунков видно, что определенные по формулам (12) – (14) зависимости B_1 , B_2 , T_K от числа кавитации k качественно согласуются с соответствующими зависимостями гидродинамической модели.

Так упругость $B_1 < 0$, а её модуль растет при увеличении k .

Однако определенные по формуле (13) значения B_1 существенно выпадают из диапазонов значений при $k = 0,04 - 0,10$, рассчитанных по теоретической [3] ($B_1 = -0,0042 \dots -0,0144$ кгс/см²) и экспериментально-расчетной [10] ($B_1 = -0,0026 \dots -0,0082$ кгс/см²) гидродинамическим моделям.

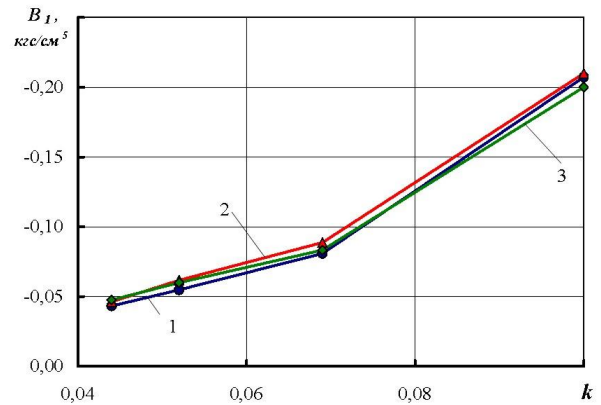


Рис. 1. Зависимость упругости кавитационных каверн B_1 от числа кавитации k : 1 – по формуле (13); 2 – из решения (18); 3 – из решения (19)

Для параметра B_2 расхождение между полученными значениями и рассчитанными по указанным выше моделям, намного меньше (см. рис. 2).

Для T_K можно говорить даже об определенном количественном согласовании параметров (рис. 3).

Единственным параметром, который качественно расходится с результатами расчета по теоретической модели [3], является инерционность кавитационных каверн $J_{\text{КШ}}$ (рис. 4). К тому же $J_{\text{КШ}} < 0$, а

по физическому смыслу инерционность есть величина положительная.

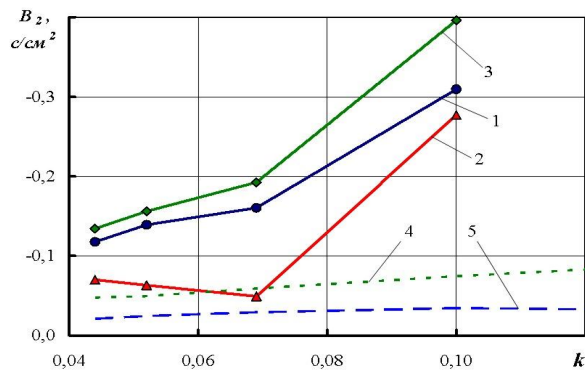


Рис. 2. Зависимость отрицательного сопротивления кавитационных каверн B_2 от числа кавитации k : 1 – по формуле (14); 2 – из решения (18); 3 – из решения (19); 4 – по теоретической модели [3]; 5 – по экспериментально-расчетной модели [10]

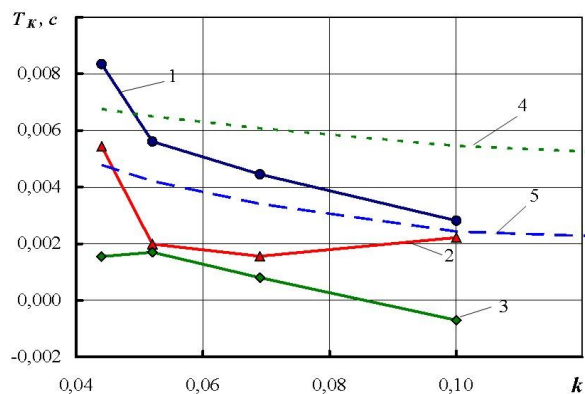


Рис. 3. Зависимость постоянной времени кавитационных каверн T_K от числа кавитации k : 1 – по формуле (12); 2 – из решения (18); 3 – из решения (19); 4 – по теоретической модели [3]; 5 – по экспериментально-расчетной модели [10]

Этот результат в какой-то степени является ожидаемым. Поскольку теоретические исследования двумерного нестационарного кавитационного обтекания решетки пластин в нелинейной постановке показали [11], что величина $J_{КШ}$ значительно меньше полученной ранее [3] и в расчетах может не учитываться. Кроме того, в работе [10] экспериментальные частоты кавитационных колебаний на режимах без обратных течений при различных коэффициентах инерционного сопротивления питающего трубопровода были согласованы при $J_{КШ} = 0$. И, наконец, определение параметров B_1 , B_2 , T_K и $J_{КШ}$ по формулам (12)–(15) на основе теоретических передаточных матриц насоса из работы [11] показало, что и в этом случае $J_{КШ} < 0$, чего не может быть.

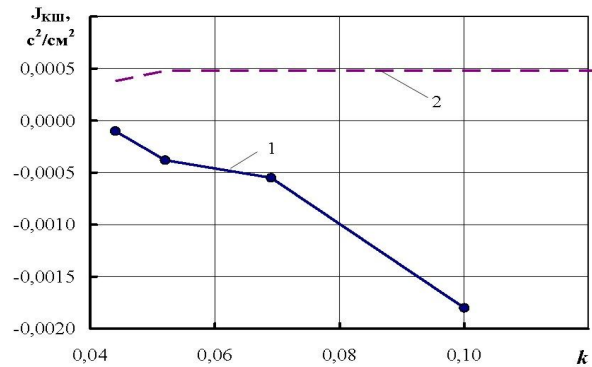


Рис. 4. Зависимость инерционности кавитационных каверн $J_{КШ}$ от числа кавитации k : 1 – по формуле (15); 2 – по теоретической модели [3]

4. Звено запаздывания

Для согласования гидродинамической модели с экспериментальными передаточными матрицами насоса введем в модель вместо инерционности кавитационных каверн $J_{КШ}$ звено запаздывания

$$G_2 = G'_2(t - \tau_k) = b_{21} e^{-j\omega\tau_k} p_1 + b_{22} e^{-j\omega\tau_k} G_1,$$

где τ_k – время запаздывания – время задержки передачи возмущения за счет наличия кавитационных каверн в насосе.

Тогда выражения для элементов передаточной матрицы b_{21} и b_{22} примут вид

$$b_{21} = \frac{j\omega\gamma e^{-j\omega\tau_k}}{B_1(1 + j\omega T_K)},$$

$$b_{22} = \left(1 - \frac{j\omega\gamma B_2}{B_1(1 + j\omega T_K)}\right) e^{-j\omega\tau_k},$$

а система уравнений для определения параметров B_1 , B_2 , T_K и τ_k запишется следующим образом

$$\begin{cases} \operatorname{Re} b_{21} = \frac{\omega\delta_1}{\Delta}, \\ \operatorname{Im} b_{21} = \frac{\omega\delta_2}{\Delta}, \\ \operatorname{Re} b_{22} = \cos(\omega\tau_k) - \frac{\omega B_2 \delta_1}{\Delta}, \\ \operatorname{Im} b_{22} = -\sin(\omega\tau_k) - \frac{\omega B_2 \delta_2}{\Delta}, \end{cases} \quad (18)$$

$$\text{где } \delta_1 = \sin(\omega\tau_k) + \omega T_K \cos(\omega\tau_k);$$

$$\delta_2 = \cos(\omega\tau_k) - \omega T_K \sin(\omega\tau_k).$$

Предварительные расчеты показали, что можно ограничиться введением запаздывания только для первого элемента второй строки передаточной матрицы насоса

$$G_2 = b_{21} e^{-j\omega\tau_k} p_1 + b_{22} G_1.$$

Тогда система уравнений для определения искомых параметров примет вид

$$\begin{cases} \operatorname{Re} b_{21} = \frac{\omega \delta_1}{\Delta}, \\ \operatorname{Im} b_{21} = \frac{\omega \delta_2}{\Delta}, \\ \operatorname{Re} b_{22} = 1 - \frac{\omega^2 B_2 T_K}{\Delta}, \\ \operatorname{Im} b_{22} = -\frac{\omega B_2}{\Delta}. \end{cases} \quad (19)$$

Результаты расчета параметров B_1 , B_2 , T_K и τ_k из решения систем уравнений (18) и (19) представлены на рис. 1–5, из которых видно, что в обоих вариантах учета запаздывания τ_k положительно и имеет близкие между собой значения. Поэтому оба варианта учета запаздывания могут быть использованы в дальнейшем для корректировки гидродинамической модели.

Если связывать величину τ_k с наличием кавитационных каверн, то логично будет предположить, что $\tau_k \approx \frac{l_k}{u}$ (где l_k – длина кавитационной каверны). Это косвенно подтверждается близостью T_K и τ_k (см. рис. 3 и 5). Однако введение в модель τ_k не означает исключение из модели T_K , поскольку T_K не приняло нулевых значений и сравнительно мало изменилось (см. рис. 3).

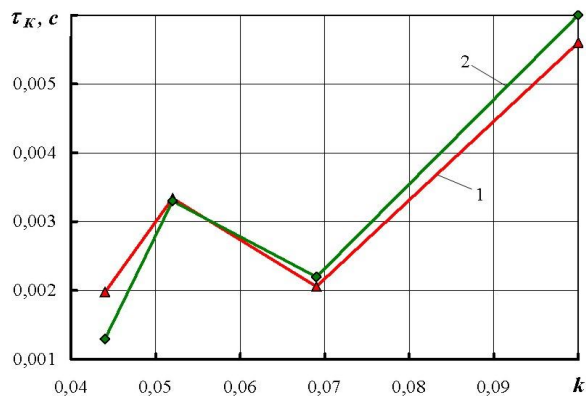


Рис. 5. Зависимость времени запаздывания τ_k от числа кавитации k :
1 – из решения (18);
2 – из решения (19)

5. Результаты верификации модели по элементам матрицы b_{11} и b_{12}

Результаты определения параметров модели s_2 , m , ε , J_H и γ представлены на рис. 6 – 10. Полученные значения параметра s_2 при малых числах кавитации k близки статическому значению s_2 (рис. 6).

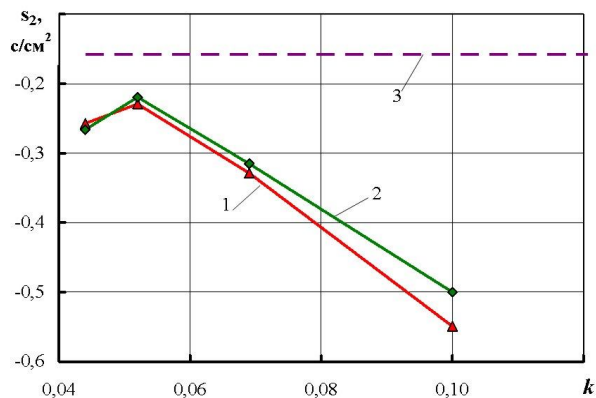


Рис. 6. Зависимость s_2 от числа кавитации k :
1 – из решения (16); 2 – из решения (17); 3 – статика

Значения параметров m и ε качественно согласуются с расчетными значениями для шнекового преднасоса [2, 12] (см. рис. 7 и 8).

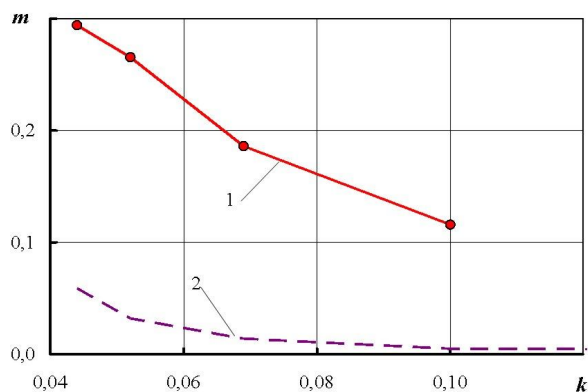


Рис. 7. Зависимость m от числа кавитации k :
1 – из решения (16); 2 – расчет по кавитационной характеристике шнекового преднасоса [12]

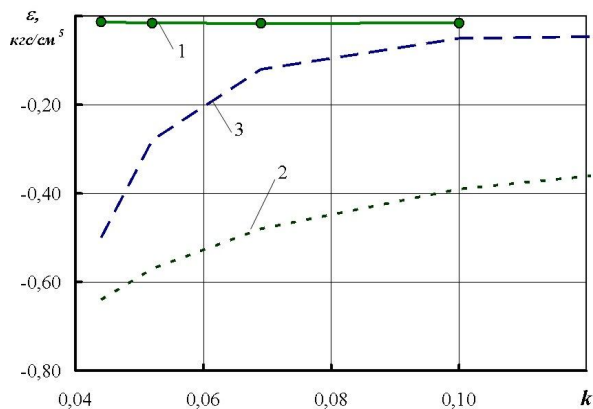


Рис. 8. Зависимость ε от числа кавитации k :
1 – из решения (17); 2 – расчет по кавитационной функции шнекового преднасоса [2]; 3 – расчет по кавитационной функции шнекового преднасоса [12]

Значения J_H (рис. 9) лежат в характерном для данного параметра диапазоне ($\sim 10^{-4}$ – 10^{-3} см²/с²).

Для шнековых преднасосов значение параметра γ положительно и определяется расслоением ка-

витационных характеристик насоса по входному расходу.

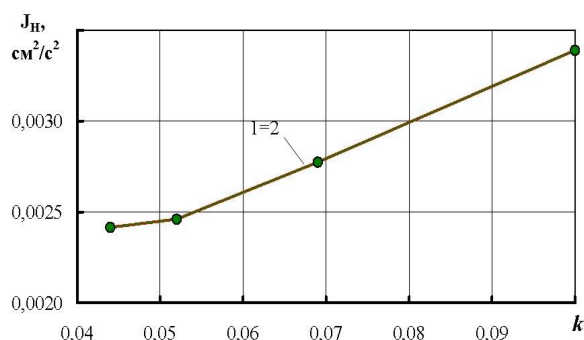


Рис. 9. Зависимость J_H от числа кавитации k :
1 – из решения (16); 2 – из решения (17)

Полученные в данной работе значения параметра γ качественно с этим согласуются ($\gamma > 0$), но они довольно велики (см. рис. 10), если предположить, что γ определяется только расслоением кавитационных характеристик насоса по входному расходу (по расчетам [12] для шнекового преднасоса значения γ составляют не более $0,002 \text{ с/см}^2$).

В данной работе была сделана попытка установить, какую зависимость следует использовать для учета изменения напора насоса в динамике: кавитационную характеристику или кавитационную функцию насоса (уравнения (3) или (4)). Результаты проведенных расчетов (см. рис. 6 – 10) не позволяют сделать вывод о предпочтительности использования какой-то одной из них.

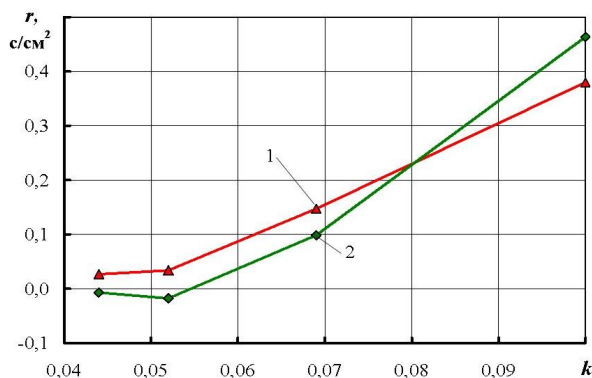


Рис. 10. Зависимость γ от числа кавитации k :
1 – из решения (16); 2 – из решения (17)

В целом следует отметить, что качественное согласование полученных параметров гидродинамической модели с расчетными значениями по известным методикам показывает, что гидродинамическая модель может описать динамические процессы в гидравлической системе с исследуемым кавитирующим турбошнеком.

Существенные количественные расхождения в значениях параметров, по-видимому, в первую оче-

редь обусловлены значительным различием в конструкциях и режимных характеристиках. Так гидродинамическая модель разработана, прежде всего, для высокооборотных высоконапорных шнекоцентрированных насосов и базируется на исследованиях двух и трехзаходных шнековых преднасосов постоянного шага и диаметра втулки. Турбошnek в [6] является изолированным, четырехзаходным, малонапорным с переменным диаметром втулки.

Заключение

Проведена верификация гидродинамической модели динамики кавитирующих насосов на основе описанных в литературе экспериментальных передаточных матриц кавитирующего турбошneка [6].

В целом получено качественное согласование экспериментальных и теоретических параметров (кроме $J_{кш}$), которое подтверждает работоспособность гидродинамической модели при описании динамических процессов в гидравлической системе с исследуемым кавитирующим турбошнеком.

В модель динамики кавитирующих насосов введено звено запаздывания и рассмотрено два варианта его применения, которые приводят к согласованию гидродинамической модели с экспериментальными передаточными матрицами насоса.

Результаты проведенной верификации модели не позволили сделать вывод о предпочтительности использования кавитационной характеристики или кавитационной функции насоса в расчетах динамики напора насоса.

Полученные результаты могут быть использованы для корректировки гидродинамической модели кавитирующих насосов с целью её согласования с экспериментальными передаточными матрицами насоса.

Литература

1. Динамика жидкостных ракетных двигателей установок и продольная устойчивость жидкостных ракет-носителей [Текст] / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, Н.И. Довготько, Ю.Е. Григорьев, И.К. Манько, О.В. Пилипенко // *Техническая механика*. – 2001. – №2. – С. 11-37.
2. Пилипенко, В.В. Кавитационные колебания и динамика гидросистем [Текст] / В.В. Пилипенко, В.А. Задонцев, М.С. Натанзон. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.
3. Пилипенко, В.В. Кавитационные автоколебания [Текст] / В.В. Пилипенко. – К.: Наукова думка, 1989. – 316 с.
4. Brennen, Ch. The dynamics of cavitating inducer pumps [Text] / Ch. Brennen, A.J. Acosta // *Econlements diphas et cavit. syst. prod. energ. symp.* – Grenoble, 1976. – P. 383-398.
5. Бреннен, Нг. Экспериментальные исследования динамики кавитирующих насосов [Текст] /

Нг. Бреннен // Тр. амер. о-ва инж. мех. Теоретические основы инженерных расчетов. – 1978. – Т. 100, № 2. – С. 136-147.

6. Проявление масштабных эффектов в динамических передаточных функциях кавитирующих преднасосов [Текст] / Бреннен, Мейсснер, Ло, Хоффман // Тр. амер. о-ва инж. мех. Теоретические основы инж. расчетов. – 1982 – Т. 104, № 4. – С. 88-94.

7. System Instability Caused by the Dynamic Behaviour of a Centrifugal Pump at Partial Operation [Text] / Y. Kawata, K. Ebara, S. Uehara, T. Takata // JSME International J. – 1987. – V.30, № 260. – P.271-278.

8. Prediction of System Instability by Measuring the Dynamic Characteristics of Prototype Multistage Centrifugal Pump [Text] / Y. Kawata, T. Takata, S. Uehara, O. Yasuda, H. Yoshino, T. Takeuchi // Technical Review. – 1988. – V.25, № 3. – P. 160-164.

9. Shimura, T. Dynamic Response of a Liquid Oxygen Pump of the LE-5 Rocket Engine [Text] /

T. Shimura, K. Kamijo, A. Yamade // Proc. 13 th. Int. Symp. Space Technol. and Sci., Tokyo.-Tokyo, 1982. – P. 307-313.

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

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

12. Экспериментально-расчетный способ определения кавитационных функций насосов [Текст] / В.В. Пилипенко, С.И. Долгополов, В.А. Задонцев, Т.А. Грабовская // Проблемы высокотемпературной техники: Сб. науч. тр. ДНУ. – 2008. – С. 117-126.

Поступила в редакцию 15.05.2012

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, профессор, заведующий кафедрой технической механики А.А. Приходько, Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск.

ВЕРИФІКАЦІЯ МОДЕЛІ ДИНАМІКИ КАВІТУЮЧИХ ШНЕКОЦЕНТРОБІЖНИХ НАСОСІВ РРДУ ПО ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИМ ПЕРЕДАТНИМ МАТРИЦЯМ

Ю.О. Жулай, С.І. Долгополов, Т.О. Грабовська

Проведено верифікацію моделі динаміки кавітуючих насосів на основі відомих експериментальних передатних матриць кавітуючого турбошнека. Отримано якісне узгодження експериментальних і теоретичних параметрів гідродинамічної моделі крім коефіцієнта інерційності кавітаційних каверн J_{KS} . У модель динаміки кавітуючих насосів введена ланка запізнювання й розглянуто два варіанти його застосування, які приводять до узгодження гідродинамічної моделі з експериментальними передатними матрицями насоса. Результати проведеної верифікації моделі не дозволили зробити висновок про перевагу використання в розрахунках обліку спадання напору насоса тільки по кавітаційних характеристиках або тільки по кавітаційних функціях.

Ключові слова: рідинний ракетний двигун, шнекоцентробіжний насос, кавітація, кавітаційні коливання, гідродинамічна модель, передатна матриця, верифікація.

VERIFICATION OF DYNAMIC MODEL OF CAVITATING SCREW CENTRIFUGAL PUMPS OF LIQUID ROCKET ENGINE SYSTEM ON EXPERIMENTAL TRANSFER MATRIXES

Yu.A. Zhulay, S.I. Dolgoplov, T.A. Grabovskaya

Verification of model of dynamics of cavity pumps on the basis of known experimental transfer matrixes of a cavity turbo-screw is carried out. The qualitative conformance of experimental and theoretical parameters of hydrodynamic model except lag characteristic of cavity pocket J_{KS} is obtained. A delay element was introduced into the dynamic model of cavity pumps and two options of its application which lead to coordination of hydrodynamic model with experimental transfer matrixes of the pump were considered. The results of the carried-out model verification did not allow concluding about the preference of use in the calculations the drop of pump pressure on cavity characteristics only or on cavity functions only.

Key words: liquid rocket engine, screw centrifugal pump, cavitation, cavity fluctuations, hydrodynamic model, transfer matrix, verification.

Жулай Юрий Алексеевич – канд. техн. наук, ведущий науч. сотр. Института транспортных систем и технологий НАНУ, Днепропетровск, Украина, e-mail: zhulay@westa-inter.com.

Долгополов Сергей Иванович – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. Института технической механики НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина.

Грабовская Таисия Алексеевна – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. Института технической механики НАНУ и НКАУ, Днепропетровск, Украина.