

УДК 621.65:532.528

ХАРАКТЕРИСТИКИ ФИЗИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НАСОСНОГО КОМПЛЕКСА С УЧЕТОМ КАВИТАЦИОННЫХ ПРОЦЕССОВ

А. А. Сердюк, Т. В. Коренькова

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского
ул. Первомайская, 20, г. Кременчуг, 39600, Украина. E-mail: serduk@link.pl.ua

Выполнено описание оборудования физической модели насосного комплекса для исследования кавитационных процессов во всасывающем патрубке насоса и трубопроводе. Разработан метод определения границ бескавитационной работы насосного комплекса, позволяющий определить критическое значение относительной частоты вращения рабочего колеса насоса, соответствующее началу развития кавитационных процессов в трубопроводе. Приведены экспериментальные кривые изменения напора в насосном комплексе при наличии кавитационных процессов во всасывающем патрубке насоса и трубопроводе для разных скоростных режимов движения потока жидкости. С учетом последнего в работе выполнена оценка погрешности предложенного метода определения границ бескавитационной работы насосного комплекса.

Ключевые слова: насосный комплекс, кавитационные процессы, физическая модель.

ХАРАКТЕРИСТИКИ ФІЗИЧНОЇ МОДЕЛІ НАСОСНОГО КОМПЛЕКСУ З УРАХУВАННЯМ КАВІТАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ

О. О. Сердюк, Т. В. Коренькова

Кременчуцький національний університет імені Михайла Остроградського
вул. Першотравнева, 20, м. Кременчук, 39600, Україна. E-mail: serduk@link.pl.ua

Виконано опис устаткування фізичної моделі насосного комплексу для дослідження кавітаційних процесів в усмоктувальному патрубку насоса та у трубопроводі. Розроблено метод визначення границь безкавітаційної роботи насосного комплексу, що дозволяє визначити критичне значення відносної частоти обертання робочого колеса насоса, відповідне початку розвитку кавітаційних процесів у трубопроводі. Наведено експериментальні криві зміни напору в насосному комплексі при наявності кавітаційних процесів в усмоктувальному патрубку насоса та трубопроводі для різних швидкісних режимів руху потоку рідини. З урахуванням останнього в роботі виконано оцінку погрешності запропонованого методу визначення границь безкавітаційної роботи насосного комплексу.

Ключові слова: насосний комплекс, кавітаційні процеси, фізична модель.

АКТУАЛЬНОСТЬ РАБОТЫ. Работа насосных комплексов (НК) систем водо- и теплоснабжения сопровождается различного рода переходными процессами, которые характеризуются значительными изменениями давления, расхода, гидравлической мощности, скорости движения жидкости [1, 2]. При изменении режима работы насосных агрегатов (НА), температуры или степени аэрации потока жидкости в гидросистеме возникают кавитационные процессы, связанные с периодическим образованием и схлопыванием пузырьков газа или пара (кавитационных каверн) [2]. Такие процессы сопровождаются возникновением пульсаций давления на выходе насоса и в трубопроводной сети с амплитудой 6–20 % от номинального значения и частотой 1–60 Гц, что приводит к разрывам сплошности потока, вибрациям, шуму, эрозионному разрушению материала, увеличению потерь напора, и, соответственно, росту мощности, затрачиваемой на транспортирование жидкости [1, 2].

Определение границ бескавитационной работы НК необходимо выполнять путем анализа совместных режимов работы насосной установки с регулируемым электроприводом (ЭП) и трубопроводной сети, который учитывает характеристики НА, конфигурацию гидросети (гидравлическое сопротивление, противодавление, критическое число кавитации), график водопотребления, свойства жидкости (плотность, температуру).

В работах [1, 3] показано, что управлять кавитационными процессами в НК можно изменением скорости движения потока жидкости средствами частотно-регулируемого ЭП (в диапазоне требуемого водопотребления) и установкой трубопроводной аппаратуры, предназначенной для стравливания в атмосферу воз-

духа или газа из потока жидкости.

Целью работы является анализ характеристик насосного комплекса с регулируемым электроприводом при наличии кавитационных процессов в гидросистеме на базе физической модели гидротранспортной установки.

МАТЕРИАЛ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ. Физическая модель НК (рис. 1) включает [4]:

– два центробежных двухступенчатых насосных агрегата мощностью 0,55 кВт каждый;

– систему разветвленного трубопровода из полипропиленового материала диаметром 42 мм, содержащую горизонтальные и вертикальные участки с установленной запорно-регулирующей арматурой и приемными резервуарами;

– преобразователи частоты электродвигателей насосов;

– систему контрольно-измерительной аппаратуры (датчики тока, напряжения, частоты вращения, давления и расхода);

– устройство сопряжения контрольно-измерительной и исполнительной аппаратуры с ЭВМ на базе аналогово-цифрового и цифро-аналогового преобразователей.

Остановимся подробнее на схемных решениях, предназначенных для исследования кавитационных процессов в экспериментальном гидротранспортном комплексе.

Известно, что изменение температуры перекачиваемой жидкости, режима работы НК, перепады давления в гидросистеме приводят к образованию кавитации во всасывающем патрубке, в рабочем колесе насоса, на местных сопротивлениях гидравлической

сети (сужениях, поворотах, на выходе задвижек). С этой целью экспериментальный насосный комплекс оснащен регулируемым электронагревательным элементом (рис. 2), регулировочными задвижками на всасывающих патрубках насосов (рис. 2), прозрачными трубами Вентури (рис. 3) различного поперечного сечения в узкой части.



Рисунок 1 – Общий вид физической модели НК

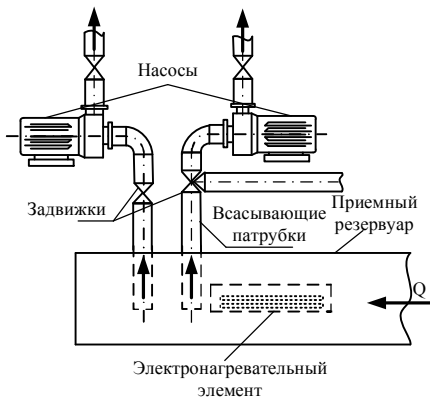


Рисунок 2 – Фрагмент функциональной схемы физической модели

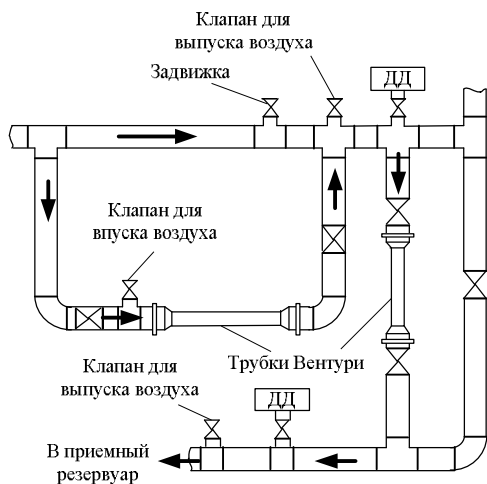


Рисунок 3 – Места установки трубок Вентури

В качестве насосов в экспериментальной установке используются центробежные турбомеханизмы Willo MHI, оснащенные трехфазными асинхронными двигателями (АД) с потребляемой мощностью 830 Вт каждый. Для изменения частоты вращения рабочего колеса турбомеханизма установлены низковольтные

трехфазные преобразователи частоты (ПЧ) Lenze 8200 SMD 302L4TXA и Mitsubishi Electric FR-D700 мощностью 3 кВт и 1,5 кВт, соответственно. Для оценки влияния кавитационных процессов на энергетические характеристики регулируемого электропривода насоса в системе ПЧ–АД установлен блок датчиков: четыре датчика тока и шесть датчиков напряжения, работающих на эффекте Холла. Изменение степени развития кавитации в насосе осуществляется регулировочными задвижками, установленными на всасывающих патрубках соответствующих турбомеханизмов.

Контроль и индикация давления на выходе насоса и в трубопроводе выполняется датчиками давления фирм ОВЕН и Jumo с возможностью индикации текущей температуры транспортируемой жидкости. Для измерения расхода жидкости в лабораторном комплексе используется двухканальный ультразвуковой счетчик Эргомера 125.

Изменение температурных режимов движения жидкости физической модели осуществляется трубчатым электронагревателем мощностью 2 кВт.

Для связи датчиков, осуществляющих измерение технологических и энергетических параметров НК с персональным компьютером, последний укомплектован аналогово-цифровым преобразователем LCard E440–14 и специальным программным обеспечением LGraf, позволяющим управлять параметрами аналогово-цифрового преобразователя LCard, осуществлять индикацию и протоколирование текущих параметров НК.

Известно, что явление кавитации развивается, когда текущее число кавитации χ станет равным или меньше его критического значения χ_{kr} , определяющего границу развития кавитационных процессов [3]. Тогда скорость потока, соответствующая началу процесса кавитации, м/с:

$$v_{kr} = \sqrt{\frac{2(p_{pot} - p_{para})}{\rho \chi_{kr}}}, \quad (1)$$

где $p_{para} = (a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4)10$ – давление насыщенных паров жидкости, Па; p_{pot} – давление в потоке жидкости, Па; $a = 371,1361$, $b = 55,1464$, $c = 2,2576$, $d = -0,01703$, $e = 8,97996 \cdot 10^{-4}$ – коэффициенты аппроксимации; T – температура жидкости, $^{\circ}\text{C}$; $\rho = \frac{\rho_{20}}{1 + \beta_1(T - T_0)}$ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;

ρ_{20} – плотность жидкости или газа при температуре $T_0 = 20^{\circ}\text{C}$; β_1 – коэффициент температурного расширения (для воды $\beta_1 = 0,000014$); v – скорость движения потока жидкости, м/с.

С учетом $H_{pot} = p_{pot} / \rho g$, $Q = vS$ напорно-расходная характеристика трубопровода, определяющая границу бескавитационного режима работы любого из участков гидродинамической сети, описывается зависимостью вида

$$Q_{kr} = S \sqrt{\frac{2(\rho g H_{pot} - p_{para})}{\rho \chi_{kr}}}, \quad (2)$$

где S – площадь поперечного сечения трубопровода,

m^2 ; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Критическое значение относительной частоты вращения рабочего колеса НА, определяющее начало развития кавитационных процессов на i -ом участке трубопровода:

$$v_{kr_i} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n H_{st_i} + \left(\sum_{i=1}^n R_{s_i} + R_b \right) \frac{H_{kr_i} - H_{st_i}}{R_{s_i}}}{H_0}}, \quad (3)$$

где $H_{kr_i} = \frac{\rho_i \chi_{kr_i} H_{st_i} - 2S_i^2 R_{s_i} p_{para_i}}{\rho_i \chi_{kr_i} - 2S_i^2 R_{s_i} \rho_i g}$ –

критическое значение напора на i -ом участке трубопровода, соответствующее началу развития кавитационных процессов, м; H_{st_i} – противодавление на соответствующем участке гидросети, м; R_{s_i} – гидравлическое сопротивление i -ого участка трубопровода, c^2/m^5 ; ρ_i – плотность жидкости на соответствующем участке трубопровода, $кг/м^3$; S_i – площадь поперечного сечения i -ого участка гидросети, $м^2$; χ_{kr_i} – критическое значение числа кавитации на i -ом участке трубопровода; n – количество участков гидросети.

На рис. 4 приведены напорно-расходные характеристики насоса с регулируемой частотой вращения, работающего на трубопроводную сеть с вертикальной трубой Вентури. Для анализа выделено три участка гидросети, параметры которых приведены в табл. 1.

Совместная работа насосного агрегата на сеть описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} H = H_0 v^2 - R_b Q^2; \\ H = \sum_{i=1}^3 H_{st_i} + \sum_{i=1}^3 R_{s_i} Q^2, \end{cases} \quad (4)$$

где H_0 – напор, развиваемый насосом при нулевой

подаче, м; $\sum_{i=1}^3 H_{st_i} = H_{st_1} + H_{st_2} + H_{st_3}$ – суммарный

статический напор в НК, м; $H_{st_1}, H_{st_2}, H_{st_3}$ – статический напор на соответствующих участках гидро-

динамической сети, м; $\sum_{i=1}^3 R_{s_i} = R_{s_1} + R_{s_2} + R_{s_3}$ – сум-

марное гидравлическое сопротивление трубопровода, c^2/m^5 ; $R_{s_1}, R_{s_2}, R_{s_3}$ – гидравлическое сопротивление соответствующих участков трубопровода, c^2/m^5 .

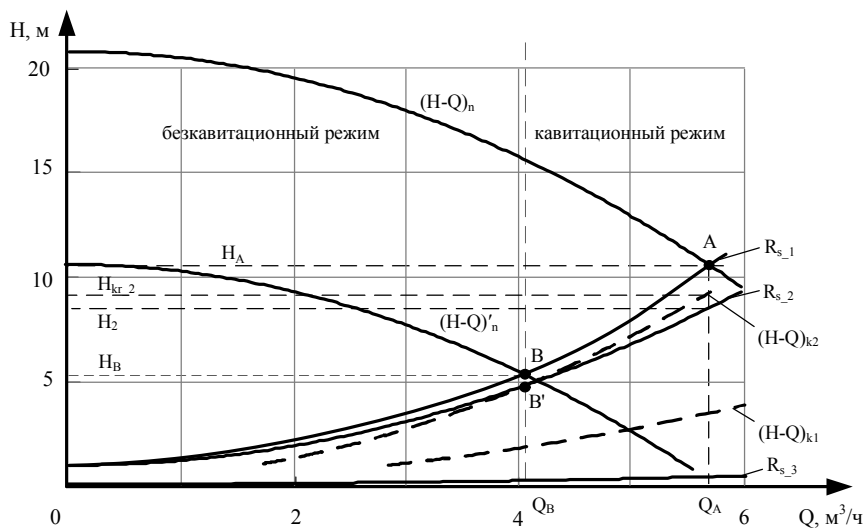


Рисунок 4 – Напорно-расходные характеристики НК

Таблица 1 – Параметры физической модели НК

Параметры насоса Willo МНІ 402				
Напор H_n , м	Расход Q_n , $м^3/ч$	Мощность N_n , Вт	Гидравлическое сопротивление R_n , c^2/m^5	Напор, развиваемый насосом при нулевой подаче H_0 , м
18	5	550	4087562,43	20,8
Параметры участков гидросети				
Гидродинамическое сопротивление, c^2/m^5	Противодавление H_{st} , м	Критическое число кавитации χ_{kr}	Критическое значение относительной частоты вращения рабочего колеса НА v_{kr}	
$R_{s_1} = 3,93 \cdot 10^5$	0	50	–	
$R_{s_2} = 3,01 \cdot 10^6$	1	135	0,671	
$R_{s_3} = 1,41 \cdot 10^5$	0	5	–	

Решение системы (4) позволяет определить значение расхода, соответствующее рабочему режиму насосной установки. Для рассматриваемого случая такой режим определяется точкой А с напором $H_A = 10,19$ м и подачей $Q_A = 5,8$ м³/ч (рис. 4).

Напор на выходе насоса представляет собой алгебраическую сумму потерь напора на участках трубопровода, м:

$$H_A = H_1 = \Delta H_1 + \Delta H_2 + \Delta H_3 + \sum_{i=1}^3 H_{st_i}, \quad (5)$$

где $\Delta H_1 = Q_A^2 R_{s_1}$, $\Delta H_2 = Q_A^2 R_{s_2}$, $\Delta H_3 = Q_A^2 R_{s_3}$ – потери напора на каждом участке трубопровода, м.

Зная величину ΔH_i , можно определить напор, действующий на каждом участке гидросети. Используя выражение (2) для каждого участка трубопроводной сети, получены кривые $(H - Q)_{k1}$, $(H - Q)_{k2}$, отображающие границу бескавитационного режима работы. Из их анализа видно, что текущий режим работы насосной станции, соответствующий расходу $Q_A = 5,8$ м³/ч, приводит к выполнению условия $H_2 \leq H_{kr_2}$ и развитию кавитационных процессов на втором участке гидродинамической сети.

Используя выражение (3) для рассматриваемого НК, критическое значение относительной частоты вращения насоса составило $v_{kr} = 0,671$, что позволяет обеспечить бескавитационный режим движения жидкости на втором участке гидравлической сети. Тогда точка В пересечения напорно-расходной характеристики насоса $(H - Q)'_n$ при работе с относительной частотой вращения, равной v_{kr} , и характеристики сети R_{s_1} соответствует значению расхода

$Q_B = 4,2$ м³/ч. В точке В' (рис. 4) выполняется условие $H_2 = H_{kr_2}$, что определяет границу бескавитационного режима движения жидкости по трубопроводу с вертикальной трубкой Вентури.

Для подтверждения полученных выше расчетных параметров бескавитационной работы НК при прохождении жидкости через трубку Вентури получены экспериментальные кривые изменения давления на выходе насоса $p_1(t)$, в трубопроводе перед $p_2(t)$ и после $p_3(t)$ трубки Вентури для частоты питающего напряжения 50 Гц и 36,4 Гц, соответствующей отсутствию кавитационных пульсаций в трубопроводе (рис. 5–7). Экспериментальные и расчетные параметры НК при анализе влияния частоты вращения рабочего колеса насоса на кавитационные процессы в трубопроводе приведены в табл. 2.

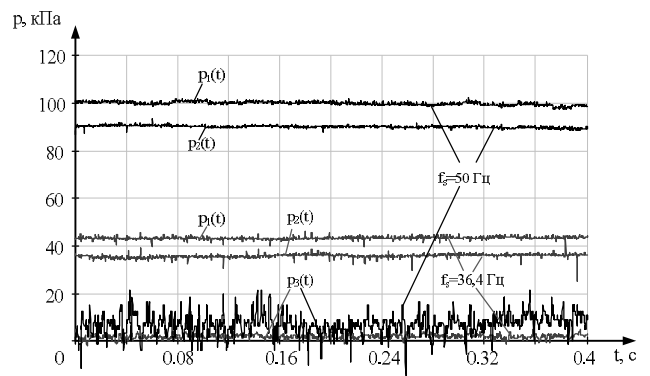


Рисунок 5 – Кривые изменения давления на выходе насоса $p_1(t)$, перед $p_2(t)$ и после $p_3(t)$ трубки Вентури при частоте питающего напряжения 50 и 36,4 Гц

Таблица 2 – Эксплуатационные параметры НК

Наименование параметра	Экспериментальные значения			
	1	2	3	4
Частота питающего напряжения f_s , Гц	50	45	40	36,4
Давление на выходе насоса p_1 , кПа / коэффициент гармоник k_{gar}	100/8,4	76	55,7	43/5,2
Давление перед трубкой Вентури p_2 , кПа (второй участок трубопровода) / коэффициент гармоник k_{gar}	90/7	67,4	49,6	37,6/3,3
Давление после трубки Вентури p_3 , кПа (третий участок трубопровода) / коэффициент гармоник k_{gar}	3,63/3,1	2,16	0,56	0,05/1,5
Производительность НА Q , м ³ /ч	5,8	5,22	4,55	4,15
Наименование параметра	Расчетные величины			
Гидравлическое сопротивление трубопровода R_s , с ² /м ⁵	3925755,1	3686087,9	3554417,2	3295967,5
Потери напора, обусловленные наличием кавитационных процессов ΔH_{kav} , м	1,63	0,82	0,41	0
Потери гидравлической мощности, обусловленные наличием кавитационных процессов ΔN_{kav} , Вт	25,76	11,66	5,08	0

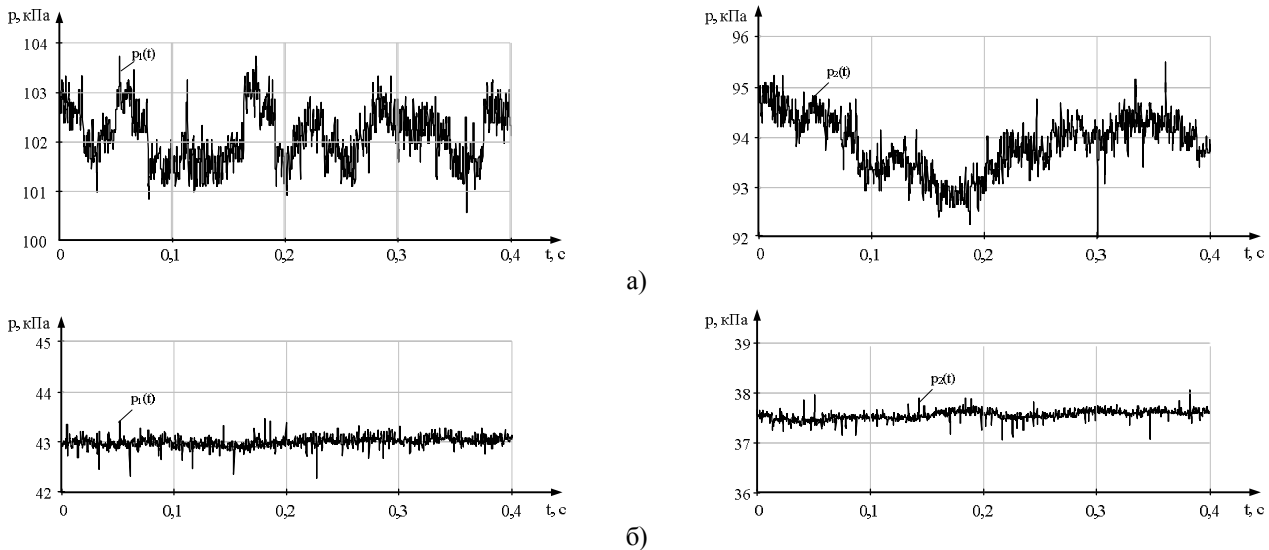


Рисунок 6 – Кривые изменения давления на выходе насоса $p_1(t)$ и трубопроводе $p_2(t)$ при частоте питающего напряжения 50 Гц (а) и 36,4 Гц (б)

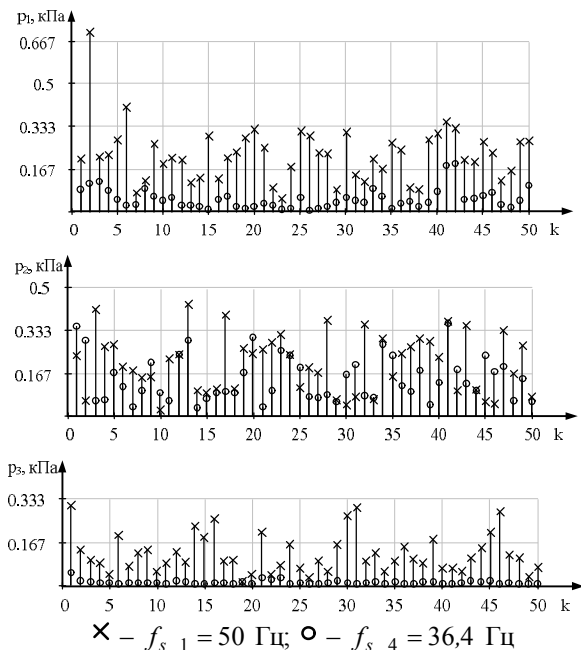


Рисунок 7 – Амплитудный спектр давления на выходе насоса p_1 , в трубопроводе перед p_2 и после p_3 трубки Вентури

Анализ кривых, отражающих изменение во времени давления на выходе насоса $p_1(t)$ и в трубопроводе $p_2(t)$ (рис. 6,а), при частоте питающего НА напряжения $f_{s_1} = 50$ Гц позволил выделить участки периодического нарастания и снижения технологического параметра. Получено, что размах и частота колебаний давления в кавитационном режиме лежат в диапазоне $f_{kav} = 1...10$ Гц и $\Delta p_1 = 1...2$ кПа соответственно.

На рис. 7 приведены амплитудные спектры сигналов давления на выходе насоса $p_1(t)$, в трубопроводе перед $p_2(t)$ и после $p_3(t)$ трубки Вентури. Их анализ показал существенное уменьшение амплитудных зна-

чений высших гармоник при частоте питающего напряжения $f_{s_4} = 36,4$ Гц. Подтверждением сказанному является снижение практически в два раза высших гармоник в сигналах давления

$$k_{gar} = \sqrt{\sum_{k=2}^K p_{j_k}^2} / p_{j_1}, \text{ где } p_{j_1} - \text{амплитудное}$$

значение первой гармоники сигнала давления; k – номер гармоники; K – количество гармоник; j – индекс, характеризующий точку измерения давления в НК.

Для давления на выходе насоса в системе с кавитацией (при $f_{s_1} = 50$ Гц) и при ее отсутствии (при $f_{s_4} = 36,4$ Гц) определено экспериментальное значение критической относительной частоты вращения насоса, обеспечивающей бескавитационную работу гидравлической системы:

$$v_{kr_eksp} = \sqrt{\frac{p_{1_1}}{p_{1_4}}} = 0,656,$$

где p_{1_1} – давление на выходе насоса при $f_{s_1} = 50$ Гц; p_{1_4} – давление на выходе насоса при $f_{s_4} = 36,4$ Гц.

Погрешность выполненных расчетов критического значения относительной частоты вращения рабочего колеса насоса v_{kr} и v_{kr_eksp} , полученного экспериментально, составила 2,23 %.

Зная давление на выходе насоса p_1 , гидравлическое сопротивление трубопровода для соответствующего скоростного режима движения жидкости определяется в соответствии с выражением вида:

$$R_{s_m} = \frac{1296 \cdot 10^6 p_{1_m}}{\rho g Q_m^2}, \quad (6)$$

где R_{s_m} – гидравлическое сопротивление трубопровода, c^2/m^5 ; m – индекс, характеризующий теку-

щий скоростной режим движения потока жидкости в НК; p_{1_m} – давление на выходе насоса, Па; Q_m – производительность НА, м³/ч.

Тогда потери напора и мощности, обусловленные наличием кавитационных процессов в гидросети, соответственно равны:

$$\Delta H_{kav_i} = (R_{s_i} - R_{s_4}) \left(\frac{Q_i}{3600} \right)^2; \quad (7)$$

$$\Delta N_{kav_i} = \frac{g\rho\Delta H_{kav_i}Q_i}{3600}, \quad (8)$$

где R_{s_4} – гидравлическое сопротивление трубопровода, соответствующее режиму работы НК при частоте питающего напряжения $f_{s_4} = 364$ Гц, с²/м⁵.

Анализ полученных расчетных значений (табл. 2) показал, что в условиях мелкомасштабной физической модели НК при $f_{s_1} = 50$ Гц потери гидравлической мощности, обусловленные наличием кавитационных процессов, составляют 4,7 % от номинальной мощности насоса. Снижение частоты питающего напряжения на 10 % вниз от номинального приводит к уменьшению в два раза потерь мощности, обусловленных наличием кавитационных процессов в трубопроводе.

Очевидно, что в реальных наносных установках, которые характеризуются сложной конфигурацией трубопровода, большим объемом транспортируемой жидкости, такие потери мощности, обусловленные наличием кавитационных процессов, могут достигать до 30 % от мощности потока жидкости.

ВЫВОДЫ. Полученные экспериментальные кривые изменения давления в насосном комплексе под-

твердили наличие низкочастотных кавитационных автоколебаний при прохождении потока жидкости через трубку Вентури, частотный анализ которых показал наличие высших гармоник в спектрах давления.

Подтверждена работоспособность предложенного метода определения границ бескавитационной работы насосного комплекса путем сравнительного анализа полученных теоретически и экспериментально значений критической относительной частоты вращения насосного агрегата. Предложенный подход может быть применен при анализе кавитационных процессов в рабочем колесе и всасывающем патрубке насоса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. – М.: Машиностроение, 1975. – 336 с.
2. Козелков В.П., Ефимочкин А.Ф. Экспериментальное исследование кавитационных автоколебаний в гидротранспортной системе // Материалы совещания Академии наук УССР “Кавитационные автоколебания в насосных системах”. – К.: Днепропетровский филиал Института механики АН УССР, 1976. – Т. 1. – С. 71–80.
3. Сердюк А.А. Влияние параметров трубопроводной системы на границы возникновения кавитационных явлений // *Електромеханічні і енергозберігаючі системи*. Щоквартальний науково-виробничий журнал. Кременчук: КДПУ, 2008. – Вип. 1/2009 (5). – С. 43–46.
4. Патент на корисну модель № 58707, Україна, F04D 27/00. Тренажер гідротранспортної установки / Коренькова Т.В., Сердюк О.О., Родькін Д.Й., Шоколов В.М. – № 58707; зареєстровано 26.04.2011.

CHARACTERISTICS OF THE PHYSICAL MODEL OF THE PUMPING COMPLEX WITH CAVITATION PROCESSES

A. Serduk, T. Korenkova

Kremenchuk Mykhailo Ostrohradskiy National University
ul. Pervomayskaya, 20, Kremenchug, 39600, Ukraine. E-mail: serduk@link.pl.ua

The description of the equipment of physical model of a pump complex for research of cavitation processes in a soaking-up branch pipe of the pump and in the pipeline is executed. The delimitation method without cavitation work of the pump complex, allowing to define critical value of relative frequency of rotation of the driving wheel of the pump, corresponding to the beginning of development of cavitation processes in the pipeline is developed. Experimental curve changes of a pressure in a pump complex in the presence of cavitation processes are given in a soaking-up branch pipe of the pump and the pipeline for different high-speed modes of movement of a stream of liquid. Taking into account the last in work the assessment of an error of the offered method of delimitation without cavitation work of a pump complex is executed.

Key words: pump complex, cavitation processes, physical model.

REFERENCES

1. Karelin V.J. *The cavitation phenomena in centrifugal and axial pumps*. – M: Mashinostroyeniye, 1975. – 336 p. [in Russian]
2. Kozelkov V.P., Efimochkin A. F *Pilot study of cavitation self-oscillations in hydrotransport system* // Materials of meeting of Academy of Sciences USSR “Cavitation self-oscillations in pump systems”. – K.: Dnepropetrovsk branch of Institute of Mechanics AS USSR, 1976. – Т. 1. – PP. 71–80. [in Russian]
3. Serduk A.A. *Influence of parameters of pipeline system on borders of emergence of the cavitation phenomena* // *Electromechanical and saving up systems*. Quarterly scientific production journal. – Kremenchuk: KSPU, 2008. – № 1/2009 (5). – PP. 43–46. [in Russian]
4. The patent for useful model № 58707, Ukraine, F04D 27/00. *Training apparatus of hydrotransport installation* / Korenkova T.V., Serduk O.O., Rodkin D.J., Shokolov V.M. – № 58707; registered 26.04.2011. [in Ukrainian]

Стаття надійшла 23.07.2012.
Рекомендовано до друку
к.т.н., доц. Перекрестом А.Л.