

УДК 621.689:622.276

Ю.А. КОСЕНКО-БЕЛИНСКИЙ, канд. техн. наук, доцент,
ВНУ им. В.Даля, г. Луганск

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК КЛАПАННЫХ ПРУЖИН НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И ПОКАЗАТЕЛИ ПУЛЬПОВОГО НАСОСА НБТ-600

Шляхом проведення числового експерименту на математичній моделі роботи поршневого насосу визначено вплив на різні його показники характеристик клапанних пружин та знайдені їх оптимальні значення при роботі насосу в режимі самовсмоктування і з підпором.

Ключові слова: пульповий насос, показники роботи, характеристики пружин.

Путём проведения численного эксперимент на математической модели работы поршневого насоса определено влияние на различные его показатели характеристик клапаных пружин и найдены их оптимальные значения при работе насоса в режиме самовсасывания и с подпором.

Ключевые слова: пульповый насос, показатели работы, характеристики пружин.

By the way of number experiment on the math model of the work of the pump have defined its different factors of characters of valve springs and its optimal factors while working of the pump n the shift of self-absortion and with the hears.

Key words: pulp pump, indexes of work. Characteristics of valve spring.

Введение

Клапанные пружины могут оказывать существенное влияние на рабочий процесс насоса, его показатели и характеристики [1 - 4].

В [1] приведены результаты широкого физического эксперимента на насосе ГР16/40С, целью которых было определение высоты подъёма клапанов, их гидравлических и других характеристик при разных клапанных пружинах. При этом было установлено:

1) кривые $\bar{h} = f(Q)$ при всех пружинах (9 типоразмеров) имеют одинаковый характер и могут быть аппроксимированы одной эмпирической зависимостью

$$\bar{h} = A(1 - e^{-BFr}), \quad (1)$$

где $B=0,2$ для клапанов исследуемого насоса; $Fr = 0,25 \frac{V_c}{\sqrt{d_c}}$ - число Фруда; V_c

- средняя скорость жидкости в седле клапана, d_c - его диаметр;

$$A = a_0 + a_1 e^{-a_2 \Pi} \quad \text{при } \Pi \leq 10, \quad (2)$$

$$A = a_3 - a_4 \Pi \quad \text{при } \Pi > 10, \quad (3)$$

$$\Pi = \frac{F_0 c}{g \eta^2 d_c^2} 10^{-11}, \quad (4)$$

Π - найденный автором, наряду с критерием Фруда, безразмерный критерий подобия работы самодействующих клапанов. Здесь η - динамический коэффициент вязкости жидкости (структурная вязкость для пульпы), Нс/м².

Т. е. достаточно для данного клапана иметь 5 экспериментальных точек функции $\bar{h} = f(Fr, \Pi)$, чтобы найти коэффициенты $a_0 - a_4$, а затем определять \bar{h} при любых значениях пяти размерных параметров, входящих в безразмерные критерии Fr и Π (ускорение свободного падения g остаётся при этом всегда постоянным).

2) при всех испытанных характеристиках пружин, включая и с нулевой жёсткостью, функция $\zeta = f(\bar{h})$ представляет собой одну кривую, которая была аппроксимирована выражением, постоянные коэффициенты которого справедливы только для клапанов этого насоса при его проливке конкретной жидкостью:

$$\zeta = \frac{0,794}{(\bar{h})^{1,21}} \quad (5)$$

Это было использовано при обработке результатов экспериментальных исследований настоящей работы.

Достаточно подробный обзор других работ, посвящённых клапанным распределителям поршневых насосов, приведен в [1]. Их основными общими недостатками являются отрыв работы клапана от рабочего процесса насоса и вызванная этим низкая представительность и узость полученных результатов при общем-то неудовлетворительной их достоверности.

Основная часть

В настоящей работе предпринята попытка ликвидировать этот пробел, продемонстрировав в то же время широкие возможности разработанной математической модели и программного обеспечения для её реализации.

Поскольку изучение влияния характеристик клапанных пружин (жёсткости C и предварительного поджатия F_0) на коэффициенты подачи, неравномерности давления и другие показатели рабочего процесса требует равномерного описания всей области исследования, был использован вариант ортогонального планирования двухфакторного эксперимента, состоящего из 9 опытов, и проведен численный эксперимент для различных режимов работы поршневого насоса.

В качестве нулевого уровня были приняты характеристики пружины с $F_0=270$ Н и $c=8300$ Н/м при интервалах варьирования $\Delta F_0=135$ Н и $\Delta c=4150$ Н/м (первые 9 опытов). Результаты численного эксперимента приведены в таблице 1.

Их обработка дала аппроксимирующую зависимость для коэффициента подачи, в частности, в виде полинома второго порядка:

$$\eta_{\eta} = 0,902 + 0,002x_1 + 0,0003x_2 - 0,003x_1^2 - 0,0023x_2^2 - 0,003x_1x_2 \quad (6)$$

Проверка по критерию Фишера, экспериментальные значения которого не превышают табличные [5], и дополнительные опыты (№№10-14 в таблице 1. 6.4 подтвердили адекватность полинома.

По результатам численного эксперимента был построен ряд графических зависимостей, рис.1 - рис3.

Анализ результатов эксперимента позволил сделать некоторые выводы о влиянии характеристик клапанных пружин на коэффициенты подачи и неравномерности давления, рис. 1.

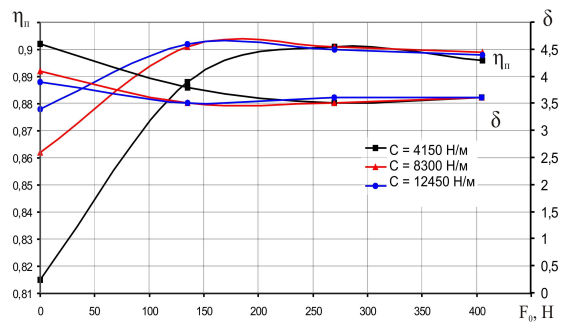


Рис. 1. Зависимости коэффициентов подачи насоса $\eta_{п}$ и неравномерности давления на выходе δ от предварительного поджатия пружин F_0 при их различной жёсткости c

Таблица 1 - Результаты двухфакторного численного эксперимента
 $n = 135$ ход/мин, $d = 140$ мм, $P_7 = 18,7$ МПа, $\beta = 1\%$

№ п/п	c , Н/м	F_0 , Н	$Q_{ср}$ л/с	$\eta_{по}/\eta_{пр}$	δ %	$\varphi_{в}/\varphi_{н}$ открытие,град	$\varphi_{в}/\varphi_{н}$ закрытие,град	$V_{в}/V_{н}$ м/с
1	12450	405	23,3	89,8/89,6	3,6	23,5/39,4	26,5/13,7	-0,615/-0,015
2	12450	135	23,4	90,2/90,1	3,5	23,4/38,8	25,1/13,9	-0,460/-2,874
3	450	405	23,3	89,6/89,8	3,6	23,4/40,0	26,9/13,6	-0,017/-3,63
4	450	135	23,1	88,8/89,1	3,8	27,4/38,5	25,3/19,9	-0,770/-3,961
5	8300	270	23,4	90,1/90,2	3,5	23,6/38,8	25,4/14,2	-0,796/-3,982
6	12450	270	23,3	89,7/90,1	3,6	23,4/39,9	26,9/13,7	-0,074/-3,659
7	4150	270	23,4	90,1/89,7	3,5	23,5/38,8	25,0/13,7	-0,788/-3,614
8	8300	405	23,4	89,9/90,0	3,6	24,0/38,8	25,5/14,7	-0,588/-3,416
9	8300	135	23,4	90,1/89,9	3,5	23,6/38,8	25,3/14,0	-0,694/-3,174
10	8300	0	22,4	86,2	4,1	30,7/39,3	26,3/23,8	-0,850/-4,010
11	10375	203	23,4	90,1	3,5	23,6/38,8	25,4/14,2	-0,501/-2,364
12	4150	0	21,2	81,5	4,6	35,0/43,8	33,6/29,8	-1,755/-3,889
13	12450	0	22,8	87,8	3,9	28,3/38,8	25,4/21,1	-0,192/-3,174
14	10151	239	23,4	90,3	3,6	23,6/38,7	25,4/14,4	-0,759/-1,235

Очевидно, что для всех жесткостей пружин коэффициент подачи и коэффициент неравномерности давления с уменьшением предварительного поджатия ухудшаются. Чем меньше жесткость пружин c , тем интенсивнее изменение η и δ в зоне низких значений предварительного поджатия F_0 . Однако с увеличением F_0 коэффициент подачи достигает своего потолка. Дальнейший рост F_0 не вызывает увеличения η (или уменьшения δ), т. к. стабилизировался рост запаздывания закрытия клапанов одной и той же рабочей камеры, рис 2.

При этом углы запаздывания открытия нагнетательных клапанов больше, чем всасывающих, т.к. для открытия первых в цилиндре нужно создать давление большее, чем в нагнетательном трубопроводе.

Углы запаздывания открытия парных клапанов одной рабочей камеры снижаются с ростом c и F_0 , т.к. при этом снижаются углы запаздывания закрытия, рис. 3, поскольку в нормально работающем насосе никакой клапан не начнёт открываться, пока парный клапан этой же полости не закроется.

Максимальных значений коэффициент подачи насоса достигает при различных сочетаниях жесткости и предварительного поджатия клапанных пружин: чем меньше жёсткость, тем больше предварительное поджатие. Но чем меньше жёсткость, тем больше будет высота пружины в свободном состоянии и тем больше её нужно сжать для получения требуемого F_0 . Т.е. в действительности такую пружину делать нецелесообразно.

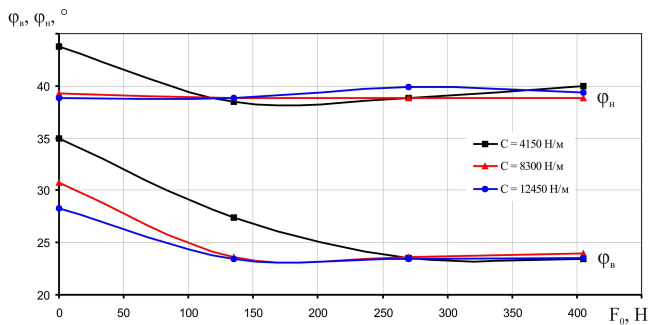


Рис. 2. Зависимости углов запаздывания открытия всасывающего $\varphi_{в}$ и нагнетательного $\varphi_{н}$ клапанов от предварительного поджатия пружин F_0 при их различных жесткостях c

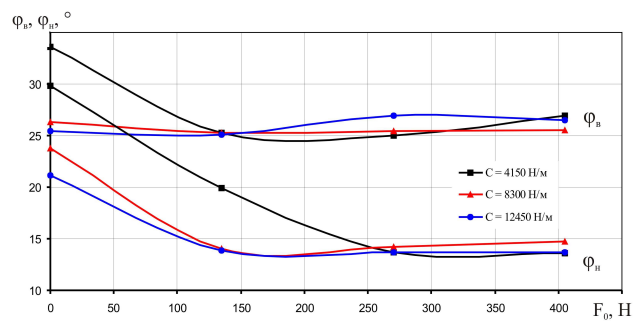


Рис. 3. Зависимости углов запаздывания закрытия всасывающего $\varphi_{в}$ и нагнетательного $\varphi_{н}$ клапанов от предварительного поджатия пружин F_0 при их различных жесткостях c

Дифференцирование полинома (6) по X_1 и X_2 с целью нахождения, их «оптимальных» значений показало, что наибольшую величину $\eta_{п}$ имеет насос с характеристиками пружины $c=10151$ Н/м, $F_0=239$ Н.

Численный эксперимент (опыт №14 в табл.1.) подтвердил это. Следует отметить, что насос НБТ – 600 с пружинами ($c=8300$ Н/м и $F_0=135$ Н) имеет близкий к максимальному значению коэффициент подачи. Укажем, что со всеми жёсткостями пружин при отсутствии их предварительного поджатия, т.е. $F_0=0$, все исследованные показатели имеют наихудшие значения.

Коэффициент подачи, выбранный в качестве основной функции отклика при проведении численного эксперимента, не характеризует энергетические потери при работе поршневого насоса, т.е. качество рабочего процесса в цилиндре. Поэтому было бы необоснованно утверждать, что полученные характеристики пружин являются наиболее рациональными.

Для ответа на этот вопрос был проведен дополнительный численный эксперимент, который позволил определить дополнительно влияние c и F_0 на такие характеристики работы поршневого насоса, как объемный η_o , гидравлический η_r , и индикаторный η_i коэффициенты полезного действия, потери мощности ΔN_r на преодоление гидравлических сопротивлений в самом насосе и потери мощности с утечками ΔN_o .

В качестве нулевого уровня были приняты характеристики серийных пружин $c=3825$ Н/м и $F_0=225$ Н. Интервалы варьирования: $\Delta c=2825$ Н/м и $\Delta F_0=175$ Н. Результаты численного эксперимента приведены в табл.2.

Таблица 2 - Результаты двухфакторного численного эксперимента при работе насоса с подпором и $n=135$ ход/мин, $d_{п}=140$ мм, $p_{н}=18,7$ МПа и $\beta=1\%$

N п/п	C, Н/м	F ₀ , Н	Q, л/с	δ, %	η _и , %	η _о , %	η _г , %	Ф _в /Ф _н откр., град.	Ф _в /Ф _н закр., град.	V _в /V _н Посадки, м/с	ΔN _r , кВт	ΔN _о , кВт	η _и	Э _{оп}	Э _р
1	6650	400	23,58	1,74	90,18	100,0	98,69	22,3/36,3	25,0/15,2	-0,95/-0,60	3,31	0,05	0,9869	0,8959	0,892
2	6650	50	23,08	2,33	88,86	99,71	99,36	28,4/36,1	25/23	-0,6/-5,5	4,79	1,2	0,9907	0,8803	0,883
3	1000	400	23,63	1,79	90,97	99,98	98,81	21,8/36,8	25,7/14,4	-1,3/-2,5	3,04	0,001	0,9881	0,8989	0,901
4	1000	50	21,28	2,49	81,92	99,58	99,19	32,9/44,5	36,1/28,4	-0,96/-0,90	4,71	1,64	0,9877	0,809	0,816
5	3825	225	23,16	1,9	89,16	99,79	98,97	26,0/36,3	24,6/20,2	-0,98/-2,35	4,29	0,87	0,9877	0,8806	0,899
6	6650	225	23,68	1,74	91,15	99,38	99,46	21,8/36,2	24,9/14,4	-0,53/-0,57	2,79	0,02	0,9883	0,9008	0,903
7	1000	225	23,17	1,9	89,2	99,78	99,78	26,1/36,1	24,4/20,3	-0,67/-2,34	4,49	0,92	0,9881	0,8814	0,872
8	3825	400	23,62	1,8	90,94	99,38	99,36	21,7/37,1	26,2/14,2	-1,16/-1,9	3,16	0,014	0,9875	0,898	0,899
9	3825	50	22,66	2,27	87,23	99,66	99,66	30,5/36,4	25,1/25,7	-0,27/-3,57	4,83	1,4	0,9891	0,8628	0,852
10	6650	257	23,7	1,71	91,2	99,4	99,6	21,5/36	24,5/14,2	-0,52/-0,56	2,75	0,02	0,985	0,902	0,907

Более полно качество рабочего процесса насоса характеризуется произведением индикаторного к. п. д. на коэффициент подачи (в безразмерном виде)

$$\mathcal{E} = \eta_i \eta_p \cdot \quad (7)$$

Этот показатель, названный коэффициентом качества рабочего процесса насоса, и был выбран основной функцией отклика $\mathcal{E}=f(c, F_0)$, графический вид которой показан на рис. 4.

Обработка результатов эксперимента позволила получить зависимость (8) этой величины от нормированных значений жесткости и предварительного поджатия пружин.

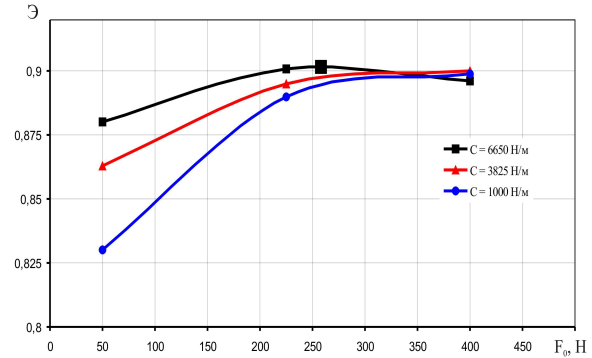


Рис. 4. Зависимости коэффициента качества \mathcal{E} насоса от предварительного поджатия пружин F_0 при их различных жесткостях c

$$\mathcal{E} = 0,8894 + 0,0146 x_1 + 0,0234x_2 - 0,0027x_1^2 - 0,013x_2^2 - 0,01855x_1x_2 \quad (8)$$

Проверка по критерию Фишера (квадрат отношения дисперсий адекватности и воспроизводимости эксперимента) подтвердила адекватность аппроксимирующего многочлена – экспериментальное значение критерия меньше табличного.

Заключение

Дальнейшие исследования зависимости (8) показали, что экстремума $\mathcal{E}_{\max}=0,9017$ функция отклика достигает при $x_1=1$ и $x_2=0$, что соответствует $c=6650 \text{ Н/м}$ и $F_0=257 \text{ Н}$. Проведенный дополнительно эксперимент №10 в табл.6.5 дал хорошее совпадение с расчётом по полиному. Именно эти характеристики пружин следует считать оптимальными при работе насоса на воде с подпором.

При работе насоса в режиме самовсасывания рациональные характеристики будут другими [3] и разными для всасывающего и нагнетательного клапанов, т.е. однозначных их значений не существует.

Список литературы: 1. Косенко-Белинский Ю.А. Исследование и совершенствование буровых насосов. Диссерт. ... канд. техн. наук. Ленинград, 1982. 175 с. 2. Исследование характеристик поршневых насосов для магистральных гидротранспортных систем на математических моделях. Отчёт. Инв. №028.80024470. Рук. Косенко-Белинский Ю.А. Ворошиловградский машиностроительный институт. - Ворошиловград, 1987. 102с. 3. Исследование рабочего процесса быстроходного бурового насоса. Отчёт. Инв. №028.30028763. Рук. Сулига В.И. Ответств. исполнитель Косенко-Белинский Ю.А. Ворошиловградский машиностроительный институт.- Ворошиловград, 1982. 149 с. 4. Исследование рабочего процесса бурового насоса на математической модели. Отчет о НИР. Ворошиловградский машиностроительный институт. Рук. Косенко-Белинский Ю.А. Инвент. № 0285.0007640. – Ворошиловград, 1984. – 80с. 5. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1971 – 284 с.

Поступила в редколлегию 23.01.2011