

УДК 621.65:621.92

ПЕРСПЕКТИВНОЕ НАПРАВЛЕНИЕ В СОЗДАНИИ ВЫСОКО- ЭФФЕКТИВНЫХ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ГИДРОТРАНСПОРТА УГЛЯ

Ю. А. Косенко-Белинский

Кандидат технических наук, доцент
Кафедра «Автоника и управление на
транспорте»

Восточнoукраинский национальный университет
им. В. Даля
кв. Молодёжный, 20а, г. Луганск, Украина,
91034

Контактный тел.: (0642) 61-37-51

Поршневі пульпові насоси для перекачування твердих матеріалів є найважливішими та дорогими вузлами гідротранспортних систем. Широке використання чисельного експерименту на математичних моделях робочого процесу поршневих пульпових насосів дозволяє проводити до та на стадії проектування їх дослідження і доводку, що приведе до скорочення термінів і витрат на розробку та промислове освоєння вітчизняних конкурентоздатних гідромашин цього призначення

Ключові слова: гідротранспорт вугілля, поршневі пульпові насоси, математичні моделі, чисельний експеримент

Поршневые пульповые насосы для перекачивания твёрдых материалов являются наиболее важными и дорогостоящими узлами гидротранспортных систем. Широкое применение численного эксперимента на математических моделях пульповых насосов позволяет производить до и на стадии проектирования их доводку, что приведет к сокращению сроков и расходов на промышленное освоение производства отечественных конкурентоспособных гидромашин этого назначения

Ключевые слова: гидротранспорт угля, поршневые пульповые насосы, математические модели, численный эксперимент

1. Введение

Сейчас в мировом масштабе источники энергии, основывающиеся на принципе распада вещества, уже не могут конкурировать на открытом энергетическом рынке, который полностью контролируют новые, дешёвые и надёжные газовые электростанции [1].

Для Украины, имеющей ограниченные ресурсы углеводородного сырья и испытывающей в нем острый недостаток, сегодня и в более отдаленной перспективе основным располагаемым видом топлива является уголь.

Среди задач, связанных с развитием и освоением сырьевой и топливной баз, на первый план выдвигается вопрос транспортировки угля, концентратов руд и т.п. на расстояния, исчисляемые сотнями километров, - от мест добычи к местам потребления.

Анализ динамики развития промышленного транспорта в мире показал, что сейчас наиболее быстрые темпы роста имеет трубопроводный гидротранспорт угля и других сыпучих материалов в виде пульп [1].

К важнейшим преимуществам гидротранспорта следует отнести:

- непрерывность процесса транспортирования и отсутствие потерь перекачиваемого материала, а соответственно загрязнение окружающей среды;
- независимость работы гидротранспортной системы от погодных и климатических условий при высоких производительности, степени автоматизации и эффективности;

- хорошая приспособляемость к другим видам непрерывных технологий – обогащению, флотации, использованию и т.п.

Высокая степень такого сочетания достигнута, в частности, при получении, гидротранспорте и сжигании водоугольного топлива (ВУТ). ВУТ представляет собой мелкодисперсную суспензию, состоящую из высококонцентрированного угля (до 75% по массе) и воды с пластифицирующими добавками (до 1%), снижающими во много раз его вязкость и препятствующими расслаиванию и осаждению ВУТ не только при перекачивании, но и при длительном хранении.

Использование ВУТ без его предварительного обезвоживания способствует снижению в 3 - 4 раза выбросов пыли, окислов азота и серы по сравнению с традиционным пылевым или слоевым сжиганием сухого угля. Это позволяет существенно повысить экологические показатели энергоустановок и рассматривать ВУТ как альтернативное тяжелым нефтепродуктам и природному газу экологически чистое топливо. Перевод на него с применение гидротранспорта ГРЭС и ТЭЦ Донбасса и Приднепровья представляют для Украины важную и актуальную проблему.

Одной из главных задач, которые необходимо решить при этом, является создание отечественного специализированного оборудования и в первую очередь насосов, принадлежащих к наиболее ответственному, сложному и дорогому технологическому оборудованию, от надежности, эффективности и характеристик которого зависят технико-экономические показатели всей гидротранспортной системы.

2. Задачи исследований, особенности и результативность путей их решения

Анализ эксплуатации различных пульпопроводов показал, что для гидротранспорта твердых материалов применяются главным образом поршневые или мембранно-поршневые насосы с клапанным распределением, называемые в технической литературе пульповыми насосами. Обычно это двухцилиндровые машины двойного действия (дуплексы) или чаще трехцилиндровые машины простого действия (триплексы), рис. 1.

При общей тенденции увеличения единичной мощности пульповых насосов (до 2000 кВт), особенно для магистрального гидротранспорта, их создание на базе дуплексов или триплексов бесперспективно ввиду чрезмерно большой массы ($M > 65$ т) и габаритов, существенно усложняющих их производство, установку и эксплуатацию. Создание новых насосов традиционным путем на основе других, более рациональных конструктивных рис. 2-4 требует много времени и больших материальных и финансовых затрат в связи с проведением сложного, дорогостоящего, громоздкого, а иногда и невозможного физического эксперимента на натурных образцах для их исследования и доводки.

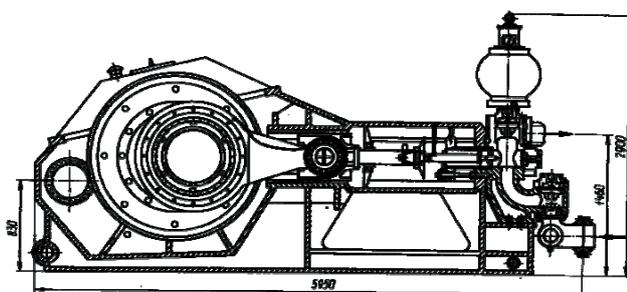


Рис. 1. Продольный разрез триплекса с тарельчатыми клапанами

Возможности масштабного моделирования ограничены и малоэффективны, особенно при перекачивании абразивных сред.

Для более быстрого, качественного и дешевого решения стоящей задачи необходимо изменить соотношение физического и численного эксперимента в пользу последнего.

Это требует наличия математической модели рабочего процесса насоса, численных методов ее реализации и вычислительной техники с большими объемом памяти и быстродействием. И если последние два фактора на сегодняшний день можно считать решенными, то на первом следует остановиться более обстоятельно.

Для исследования пульповых насосов и получения необходимых прогнозов и рекомендаций достаточно иметь кинематические и динамические математические модели их рабочего процесса [3], а также соответствующее программное обеспечение для реализации последних с помощью ЭВМ.

Для разработки кинематической модели нужно: знать число цилиндров насоса и кратность их действия; получить аналитические зависимости переме-

щения, скорости и ускорения поршней, зависящие от выбранного приводного механизма; знать характерные линейные и угловые размеры элементов качающего узла насоса.

Примеры полученных основных результатов при проведении численного эксперимента на кинематической модели приведены в табл. 1, на рис. 2 и рис. 3.

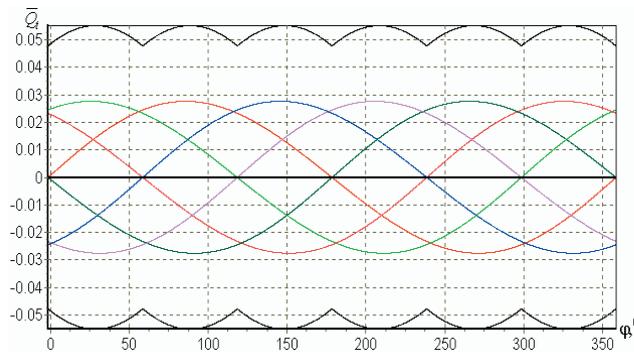


Рис. 2. Изменение относительной подачи \bar{Q} : 6-цилиндрового насоса при $e/r = 0,5$, равномерном угловом шаге кривошипов и $r/l = 0,2$

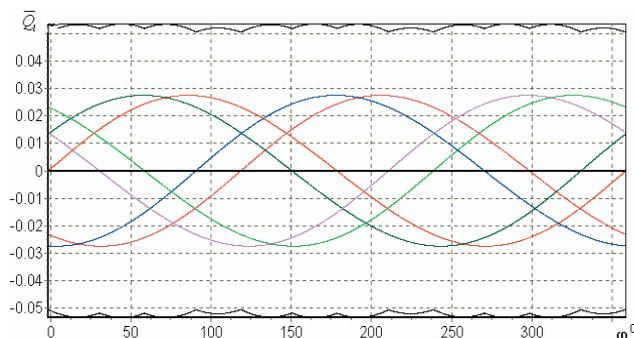


Рис. 3. Изменение относительной подачи \bar{Q} : 6-цилиндрового насоса при $e/r = 0,5$, ступенчато-равномерным угловым шагом кривошипов и $r/l = 0,05$

В качестве приводного был взят нецентральный ($e > 0$) кривошипно-шатунный бесползунный механизм [4] для двух шестицилиндровых насосов с равномерным ($\alpha = 60^\circ$) и ступенчато-равномерным угловым шагом кривошипов. В последнем случае всё число цилиндров разбивается на две группы по три цилиндра, кривошипы в которых расположены с равным угловым шагом $\alpha = 120^\circ$, но группы сдвинуты друг относительно друга на угол $\beta = f(e/r; r/l) < 60^\circ$, который находится отдельно. Представленная информация позволяет сделать следующие основные выводы: в указанном диапазоне сочетаний величины e/r и r/l для насоса с равным угловым шагом кривошипов оказывают небольшое влияние на коэффициенты неравномерности подачи Δ и давления δ ; этого нельзя сказать о насосе со ступенчато-равномерным угловым шагом кривошипов; кроме того, в последнем случае Δ и δ соответственно больше, чем в 2 раза ниже, чем в первом, при малых r/l , что объясняется рис. 3, где с уменьшением амплитуды колебаний суммарной подачи одновременно возрастает в два раза её частота; с ростом r/l эффективность способа уменьшается.

Таблица 1

Зависимости коэффициентов неравномерности подачи и давления от e/r и r/l для 6-цилиндровых насосов с равномерным ($Z=6$) и ступенчато-равномерным ($Z=6^*$) угловым шагом кривошипов

Z=6				Z=6*			
e/r	r/l	$\Delta, \%$	$\delta, \%$	e/r	r/l	$\Delta, \%$	$\delta, \%$
1,0	0,1	13,54	26,53	0,5	0,05	5,7	11,19
	0,2	12,2	24,04		0,1	8,32	16,5
	0,3	9,98	19,73		0,3	12,15	23,9

Следует отметить, что присущий нецентральному механизму рост хода поршней $S > 2r$ в приведенном диапазоне сочетаний e/r и r/l практически не происходит. Хотя с дальнейшим ростом значений этих отношений можно получить существенное увеличение хода. Но при этом многократно возрастают коэффициенты неравномерности подачи и давления [3] что недопустимо.

В заключение укажем, что в проведении какого-либо физического эксперимента для кинематической математической модели нет необходимости.

Как показал опыт [3], для требуемой адекватности воспроизведения рабочего процесса и получения различных показателей пульповых насосов необходимо проводить исследования на динамических математических моделях, обладающих гораздо большей информативностью.

Они представляя собой систему нелинейных дифференциальных уравнений 2-го порядка, в которых должны быть учтены:

- все данные, необходимые для кинематической модели;

- система обвязки насосной установки с подпорным центробежным насосом и его внешней характеристикой;

- наличие пневмокомпенсаторов в подводящей и выходной линиях насоса с переменными объемами газовых полостей и давлениями предварительной зарядки;

- физические свойства перекачиваемой трехкомпонентной среды (плотность, модуль упругости и вязкость) и их изменение при работе насоса на различных режимах с учетом обязательного наличия нерастворенного воздуха в пульпе до 9 – 10%;

- полезные и вредные объемы рабочих камер и клапанных коробок;

- экспериментальные гидравлические характеристики всасывающего и нагнетательного клапанов при прямом и обратном направлениях движения жидкости, присоединенные массы запорных органов;

- упругие характеристики пружин и экспериментальные характеристики эластичных уплотнений клапанов;

- конструктивная схема приводной части и силовые связи его элементов и т.п.

Решение на ЭВМ одним из численных методов систем дифференциальных уравнений (для триплекса это системы обыкновенных нелинейных уравнений 19-го порядка), адекватно [3] описывающих рабочий процесс установки пульпового насоса на отдельных этапах, должно происходить без скачков кинематических и динамических параметров движущихся

жидкости и клапанов. При этом нужно отметить, что вместо традиционно применяемого уравнения Бернулли для жидкости в клапанной щели следует использовать для этих же сечений уравнение сохранения полной механической энергии жидкости с учетом изменения кинетической и потенциальной энергий находящихся между ними подпружиненных клапанов, движущихся под действием той же жидкости.

Реализация на ЭВМ математической модели и выполнение ставших возможными теперь целого ряда расчетов позволяют получать не только мгновенные и осредненные значения параметров рабочего процесса гидравлической и проводной его частей (давление и расходы в различных сечениях проточной части, перемещения, скорости и ускорения клапанов, силы их удара при посадке на седло, силовое нагружение различных элементов и узлов, крутящего момента на валу и т.п.), но и таких важных интегральных показателей качества насоса, как коэффициент подачи, индикаторный, объемный и гидравлический к.п.д., коэффициенты неравномерности давления жидкости на выходе и крутящего момента на валу.

Исследование насоса на его математической модели делает возможным нахождение зависимости этих показателей от множества факторов: режимов работы насоса, хода и числа двойных ходов поршней, газосодержания перекачиваемой среды, жесткости и предварительного поджатия клапанных пружин, объема и давления зарядки пневмокомпенсаторов, конструктивных особенностей клапанных распределителей и величины вредного объема рабочих камер, числа поршней и фазовых углов сдвига их кривошипов, линейных и угловых технологических отклонений изготовления кривошипного вала, кинематики вытеснителей и др. При этом в ряде случаев целесообразно применение планирования двух- и многофакторного экспериментов, что уменьшает количество «опытов», повышает их эффективность и представляет возможным найти значение переменных факторов, при которых показатели насоса имеют оптимальные или близкие к ним значения [5].

Незначительная часть полученных результатов численного эксперимента на математической динамической модели бурового насоса НБТ-600 [3] приведены в табл. 2 и на рис. 4 и рис. 5. Принятые здесь условные обозначения:

n – число двойных ходов поршней насоса (число оборотов вала);

d – диаметр поршней;

P – давление нагнетания насоса;

β – гаосодержание перекачиваемой жидкости;

c и F_0 – жесткость и предварительное поджатие клапанных пружин;

Q_{cp} – средняя фактическая подача насоса;

$\eta_{по}$ и $\eta_{пр}$ – опытный (полученный по соответствующему численному эксперименту) и расчётный (полученный по аппроксимирующему полиному $\eta_{п} = f(C, F_0)$);

δ – коэффициент неравномерности давления на выходе насоса, найденный по численному эксперименту;

Φ_b и Φ_n – углы запаздывания открытия или закрытия всасывающего и нагнетательного клапанов.

Таблица 2

Часть результатов двухфакторного численного эксперимента при $n = 135 \text{ ход/мин}$, $d = 140 \text{ мм}$, $P = 18,7 \text{ МПа}$, $\beta = 1\%$

№ п/п	c , Н/м	F_0 , Н	$Q_{\text{ср}}$ л/с	$\eta_{\text{по}}/\eta_{\text{пр}}$ %	δ %	$\Phi_{\text{в}}/\Phi_{\text{н}}$ открытие, град	$\Phi_{\text{в}}/\Phi_{\text{н}}$ закрытие, град	$V_{\text{в}}/V_{\text{н}}$ м/с
1	2	3	4	5	6	7	8	9
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

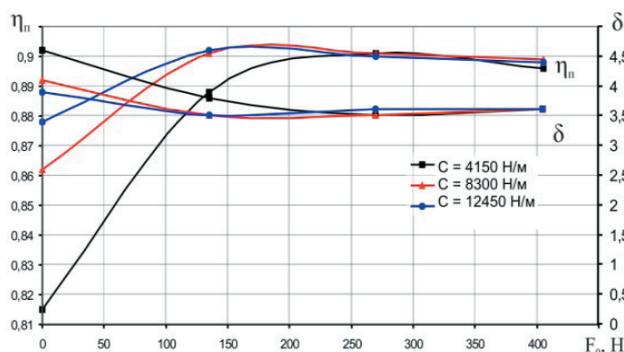


Рис. 4. Зависимости коэффициентов подачи насоса $\eta_{\text{п}}$ и неравномерности давления на выходе δ от предварительного поджатия пружин F_0 при их различной жёсткости с $V_{\text{в}}$ и $V_{\text{н}}$ – скорости посадки всасывающего и нагнетательного клапанов на седло

Уже этих данных достаточно, чтобы сделать заключение:

для всех жёсткостей пружин коэффициенты подачи и неравномерности давления с уменьшением их предварительного поджатия ухудшаются, а углы запаздывания открытия и закрытия клапанов увеличиваются.

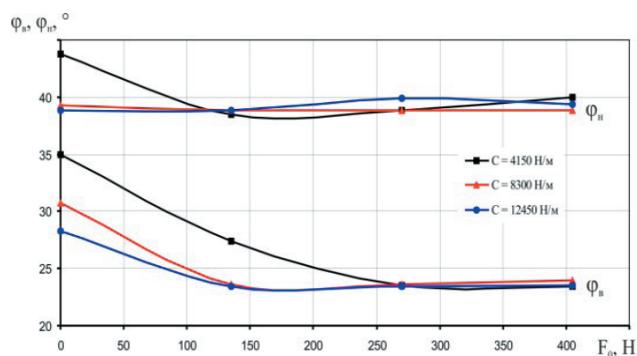


Рис. 5. Зависимости углов запаздывания открытия всасывающего $\phi_{\text{в}}$ и нагнетательного $\phi_{\text{н}}$ клапанов от предварительного поджатия пружин F_0 при их различных жёсткостях c

Следует отметить, что по результатам спланированного двухфакторного численного эксперимента (независимые переменные c и F_0) были найдены оптимальные характеристики клапанных пружин при работе насоса на воде с подпором: $c=10151 \text{ Н/м}$ и $F_0=239 \text{ Н}$. В качестве функции отклика в этом случае был выбран коэффициент подачи. При этом в разной мере улучшились все показатели насоса, проведенные в табл. 2, по сравнению с их значениями при характеристиками серийных пружин: $c=3825 \text{ Н/м}$ и $F_0=225 \text{ Н}$. Скорость посадки нагнетательных клапанов, например, уменьшилась в 1,9 раза.

3. Выводы

Приведенные данные достаточно убедительно показывают широкие возможности и эффективность численного эксперимента на математических моделях поршневых пульповых насосов.

Цель математически оформленной теории их рабочего процесса состоит не столько в том, чтобы описать с помощью различных уравнений уже накопленные знания, но и, главным образом, в том, чтобы предсказать и получить новые результаты и технические решения. «Проигрывая» на математической модели с помощью ЭВМ (численный эксперимент) работу пульповых насосов с различными конструктивными схемами, режимами эксплуатации и т.п., можно получать необходимые сведения об их поведении, показателях работы и характеристиках в разных условиях. Конечно, численный эксперимент не может полностью исключить эксперимент натурный, но его минимизация и умелое применение в математических моделях позволит проектировать новые конструкции насосов и их узлов близкие к оптимальным и тем самым существенно сократить стоимость и сроки их технической реализации.

Одновременно очень важна возможность с самого начала сузить количество конструктивных схем гидромашин данного назначения и определить наиболее рациональные варианты их компоновки до стадии рабочего проектирования путем численного эксперимента на математических моделях рабочего процесса разного уровня иерархии.

Такой путь, соответствующий новой концепции развития насосостроения на Украине [6], позволяет в значительной мере исключить из процесса познания дорогостоящий, громоздкий, а часто и практически невозможный физический эксперимент на натуральных машинах и в большой степени осуществлять их доводку

на стадии проектирования. Это приведет к снижению производственных и капитальных затрат и намного сократит сроки и стоимость освоения отечественных конкурентоспособных пульповых насосов, отвечающих современным требованиям гидротранспорта угля и других твердых материалов.

Литература

1. Фролов, К.В. Состояние и перспективы формирования концепции развитого транспорта мира до 2000г. [Текст] / К.В. Фролов, С.М. Резер, Ю.К. Казаров.- М.:Транспорт. Наука. Техника. Управление; ВИНТИ, 1995, №3, С.2-17.
2. Косенко-Белинский, Ю.А. Поршневые насосы для абразивных гидросмесей: монография [Текст] / Ю.А Косенко-Белинский Луганск: изд-во Восточноукраинского национ. ун-та им. В. Даля, 1997. – 142 с.
3. Косенко-Белинский, Ю.А. Поршневые пульповые насосы: монография [Текст] / Ю.А Косенко-Белинский Луганск: изд-во Восточноукраинского национ. ун-та им. В. Даля, 2011. -212 с.
4. Пат. 21029 Україна, МПК F01B 9/00, F02B 75/00.
5. Исследование характеристик поршневых насосов для магистральных гидротранспортных систем на математических моделях. Отчёт о НИР. Ворошиловградский машиностроительный институт. Рук. Косенко-Белинский Ю.А. Инв.№02880024470.- Ворошиловград, 1987. – 100 с.
6. Евтушенко, А.А. Развитие насосостроения на Украине [Текст] / А.А. Евтушенко, Р.Е. Ржебаев // Машинобудування України. -1995. №1. – С. 30-33.

Abstract

The analysis of the dynamics of the industrial transport in the world has shown that nowadays the most rapid growth has piping hydraulic transport of coal and other bulk materials in the form of pulps. The most important advantages of hydraulic transport are:

- continuity of transportation and absence of material loss of the pumped material, and therefore no environmental pollution;

- independence of operation of the hydraulic transport from the weather and climate conditions at high performance, degree of automation and efficiency;

- high adaptability to other types of continuous technologies, such as preparation, flotation, use, etc.

The piston pulp pumps for solid materials are the most important and expensive units of hydraulic transport and circulation systems for drilling of various holes.

The results of numerical experiments showed that its wide application with the mathematical models of pulp pumps and a computer permit to refine and improve them on the design stage and before it. This will reduce the time and costs of development and industrial production of domestic competitive hydraulic machines for this purpose

Keywords: *hydraulic transportation of coal, piston pulp pumps, mathematical models, numerical experiment*