

УДК 621.664

**Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Т.В. Руденко, канд. техн. наук,
М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, В.В. Русских, доц., канд. техн. наук,
К.Ю. Кулешкова, инженер**

Кировоградский национальный технический университет

Экспериментальные исследования шестеренного насоса с увеличенным удельным рабочим объемом

В статье изложены результаты экспериментальных исследований функциональных параметров шестеренных насосов с увеличенным удельным рабочим объемом. Приведены режимы испытаний, получены основные характеристики насоса на разных режимах работы.

шестеренный насос, удельный рабочий объем

В работах [1] приведены параметры зубчатого зацепления шестеренного насоса (НШ), полученные расчетным путем и позволяющие увеличить рабочий объем насоса (РОН) и подачу.

Основной целью экспериментальных исследований шестеренного насоса с увеличенным удельным рабочим объемом (НШ УУРОН) было подтверждение результатов полученных теоретическим путем.

Для проведения экспериментальных исследований были разработаны и спроектированы два НШ с УУРОН: насос третьего типоразмерного ряда НШ 32 УУРОН и насос второго типоразмерного ряда НШ 20 УУРОН.

Основными задачами экспериментальных исследований было определение основных технических характеристик НШ УУРОН:

- давления, развиваемое насосом, МПа;
- рабочего объема;
- подачи, м³/с;
- коэффициента подачи;
- потребляемой мощности, Вт;
- развиваемой мощности, Вт;
- общего и механического КПД.

Экспериментальные исследования по определению основных технических характеристик насосов проводили в соответствии с методиками, которые используемыми в гидролабораториях Кировоградского ПАТ „Гидросила” и с рекомендациями, представленными в ГСТУ 3-25-180-97, ДСТУ 2192-93 [2, 3].

Сравнительный анализ полученных технических характеристик экспериментальных НШ и серийного НШ проводили в соответствии с данными приведенными в ГСТУ 3-25-180-97 и ДСТУ 2192-93 [2, 3].

Методики и оборудование, используемые при проведении экспериментальных исследований НШ подробно описаны в работах [3, 4].

В соответствии с ГОСТ 13823-78 [5] функциональные параметры следует определять не менее чем для пяти режимов, в том числе для предельных и номинальных значений. Исходя из этого, были разработаны режимы экспериментального исследования НШ, которые приведены в табл. 1. При этом

давление, при котором проводили исследования технических характеристик экспериментального НШ, отвечает насосу 3-го исполнения $P_{ном}=16$ МПа и $P_{max} = 21,0$ МПа [2].

Таблица 1 - Режимы проведения экспериментальных исследований НШ

Параметр	Режимы экспериментальных исследований				
	0	5,0	10,0	16,0	21,0
Давление, МПа					
Частота вращения, n, c^{-1} (об/мин)	8,3 (500)	8,3 (500)	8,3 (500)	8,3 (500)	8,3 (500)
	16 (1000)	16 (1000)	16 (1000)	16 (1000)	16 (1000)
	32 (1920)	32 (1920)	32 (1920)	32 (1920)	32 (1920)
	40 (2400)	40 (2400)	40 (2400)	40 (2400)	40 (2400)
	50 (3000)	50 (3000)	50 (3000)	50 (3000)	50 (3000)
Температура рабочей жидкости (МГЕ 46В ТУ 38.001347-83), °С	35...50				

Результаты определения номинального давления, развиваемого экспериментальным НШ УУРОН

Методика определения номинального давления, развиваемого НШ, подробно изложена в статье [6].

Исследования по определению номинального давления, развиваемого экспериментальным начали с давления 10 МПа, при температуре РЖ - 35⁰С при номинальной частоте вращения $n = 40 c^{-1}$. Результаты испытаний приведены в табл. 2 и на рис. 1.

Таблица 2 - Результаты определения номинального давления, создаваемого экспериментальными насосами

Номер цикла	Давление, при котором проводили испытания, МПа	Температура РЖ в конце цикла испытания экспериментального насоса (продолжительность цикла – 3 мин.), °С	
		НШ-20(32) УУРОН	НШ-32 УУРОН
1	10,0	39,0	37,0
2	11,0	41,0	39,0
3	12,0	44,0	42,0
4	13,0	47,0	45,0
5	14,0	53,0	50,0
6	15,0	60,0	57,0
7	16,0	75,0	67,0
8	17,0	90,0	85,0

Из табл. 2 и рис. 1 видим, что температура рабочей жидкости постепенно возрастает с ростом давления по криволинейной зависимости. При давлении 17 МПа прирост температуры превышает предельную - $\Delta t = 50^0$ за продолжительность цикла работы насоса – 3 мин. Поэтому за номинальное давление следует принять давление, при котором прирост температуры не превышает допустимого значения, т.е. 16 МПа,

что отвечает номинальному давлению серийного НШ третьего исполнения.

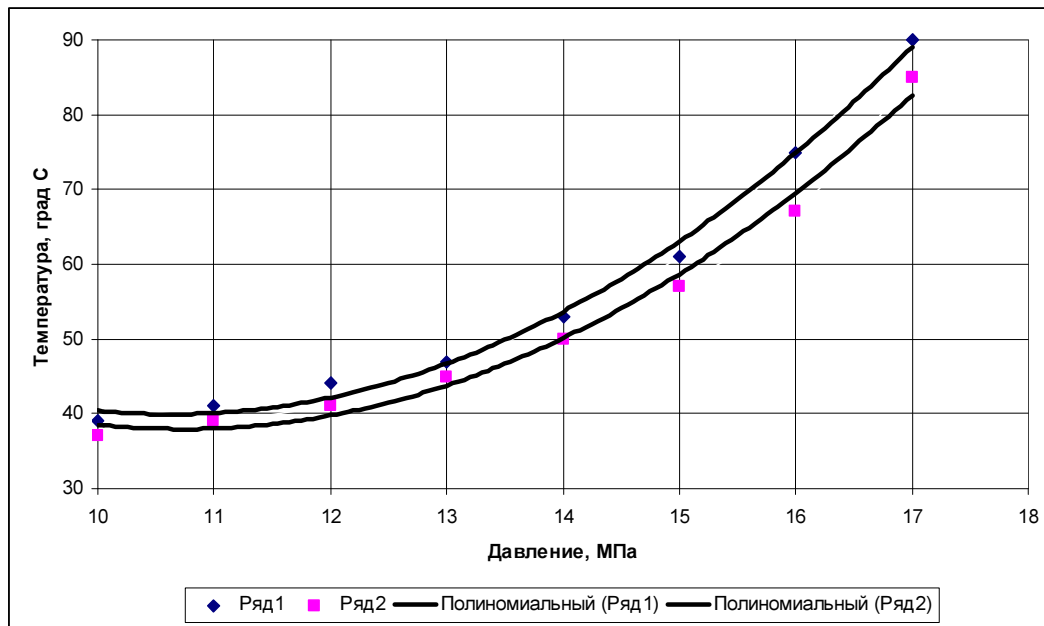


Рисунок 1 - Результаты определения номинального давления экспериментальных НШ

Определение зависимости коэффициента подачи экспериментального насоса от развиваемого давления

Методика определения зависимости коэффициента подачи экспериментального насоса от развиваемого давления включает в себя определение трех взаимосвязанных параметров: рабочего объема, коэффициента подачи и подачи. Подробно данная методика изложена в [6-9].

Определении рабочего объема насоса. Расчетные значения РОН по результатам теоретических исследований были представлены в [1].

Результаты экспериментальных исследований рабочего объема насоса, а также теоретические данные, полученные ранее, приведены в табл. 3.

Таблица 3 - Сравнительный анализ результатов определения рабочего объема экспериментального насоса теоретическим и экспериментальным методами

Типоразмер НШ	Метод определения рабочего объема НШ		Относительное расхождение, %
	Теоретический (расчетный) по аналитическим зависимостям V_{0m}	Экспериментальный на стенде для испытания насоса $V_{0э}$	
НШ 20 УУРОН, см ³	32,0	31,9	0,3125
НШ 32 УУРОН, см ³	36,456	36,33	0,3456

Сравнительный анализ значений рабочего объема насоса, полученных теоретическим (расчетным) и экспериментальным путем, представленный в табл. 3 показал высокую сходимость результатов, расхождение не превысило 0,35 %.

Результаты исследования коэффициента подачи экспериментального насоса с УУРОН в зависимости от развиваемого давления и частоты вращения. Исследования экспериментальных насосов проводили в соответствии с режимами, представленными в табл. 1.

Определение коэффициента подачи НШ осуществляют на специальных стендах

для испытания НШ, обладающих возможностью регулирования давления, развиваемого НШ, изменения частоты вращения и определения числа оборотов НШ, необходимых для заполнения мерного бака стенда.

Определение коэффициента подачи НШ производилось на стенде. При испытаниях выполняли регулировку частоты вращения и давления, развиваемого НШ, созданием нагрузки с помощью дросселя. После дросселя распределителем поток рабочей жидкости направлялся в мерный бак. Одновременно включали счетчик циклов. После заполнения мерного бака счетчик циклов выключался с помощью поплавкового выключателя, а распределитель переводился в положение «на слив».

Коэффициент подачи НШ определяли в соответствии с зависимостью

$$\eta_v = \frac{V_{м.б.}}{n_{ф} \cdot V_{0м}},$$

где $V_{м.б.}$ - объем мерного бака, принимаем равным 39960 см^3 ;

$n_{ф}$ - фактическое число оборотов (находим по данным электроимпульсного счетчика), при перекачивании объема рабочей жидкости, равного объему мерного бака, об;

$V_{0м}$ - теоретическое значение РОН, см^3 .

Результаты исследования зависимости коэффициента подачи насоса от давления для разных значений частоты вращения насосов НШ-20 УУРОН и НШ-32 УУРОН представлены в виде графиков на рис. 2 и 3. При проведении исследований коэффициента подачи и построении графических зависимостей коэффициента подачи от давления для разной частоты оборотов использовали рекомендации, представленные в ГСТУ 3-25-180-97, ДСТУ 2192-93 и ГОСТ 13823-78 [2, 3, 5].

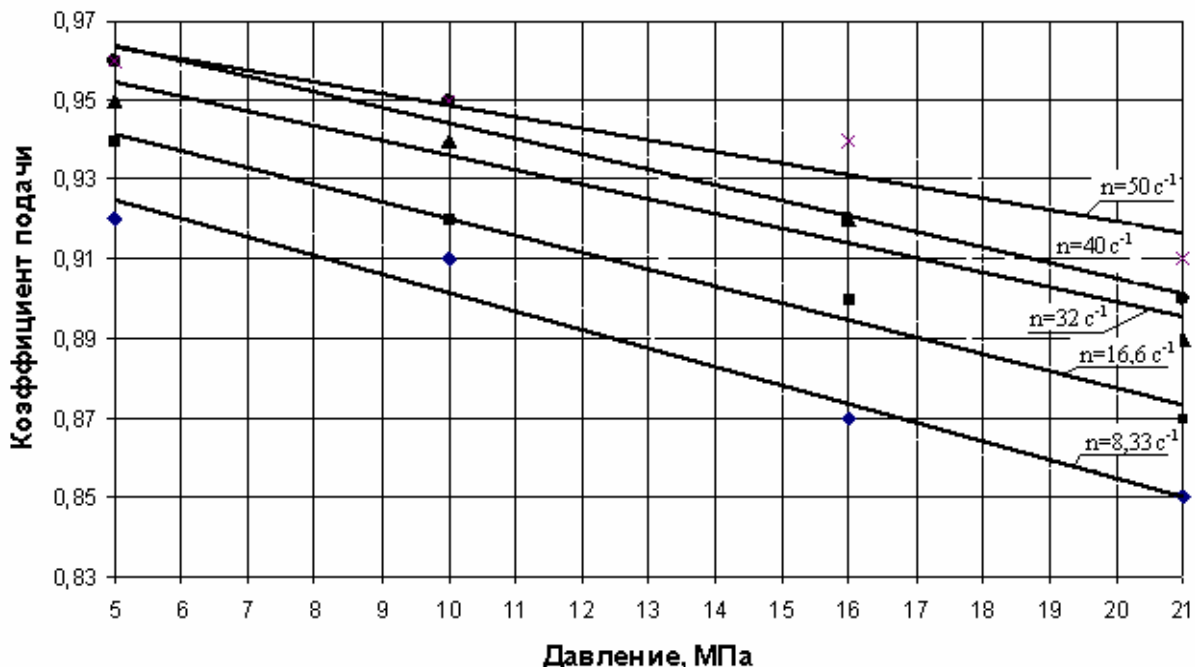


Рисунок 2 - Зависимости коэффициента подачи экспериментального насоса НШ-20 УУРОН от давления - p для разных значений частоты вращения - n

Характер полученных зависимостей, как для насоса НШ-20 УУРОН, так и для насоса НШ 32 УУРОН вполне соответствует аналогичным зависимостям для серийных НШ [2], т.е. с ростом давления коэффициент подачи НШ снижается по линейной

зависимости.

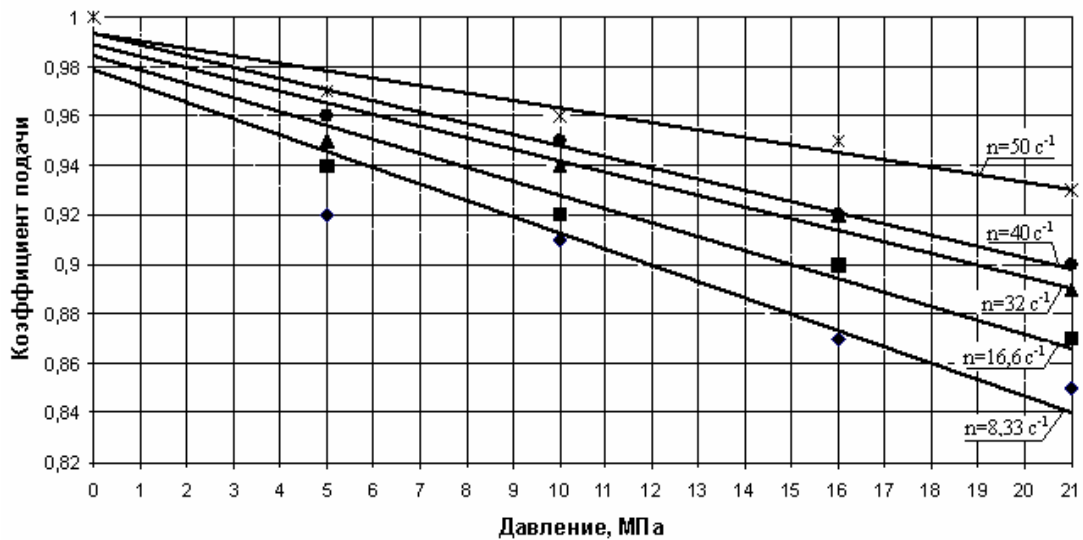


Рисунок 3 - Зависимости коэффициента подачи экспериментального насоса НШ-32 УУРОН от давления - p для разных значений частоты вращения - n

Кроме того, следует отметить, что с увеличением частоты вращения насоса скорость снижения КП уменьшается (рис. 5 и рис. 6), что объясняется наличием вязкой составляющей, противодействующей утечкам рабочей жидкости через зазоры в сопряжениях НШ.

Определение подачи экспериментального НШ

Методика определения подачи экспериментального НШ с УУРОН подробно изложена в [6, 9].

При проведении исследований определяли закономерности изменения подачи экспериментального НШ с УУРОН от развиваемого давления и частоты вращения. Исследуемые характеристики являются нагрузочными характеристиками насоса.

Результаты исследований теоретической и фактической подачи насосов НШ-20 УУРОН и НШ-32 УУРОН в зависимости от развиваемого давления и частоты вращения шестерен представлены в виде графиков (рис. 4 и 5).

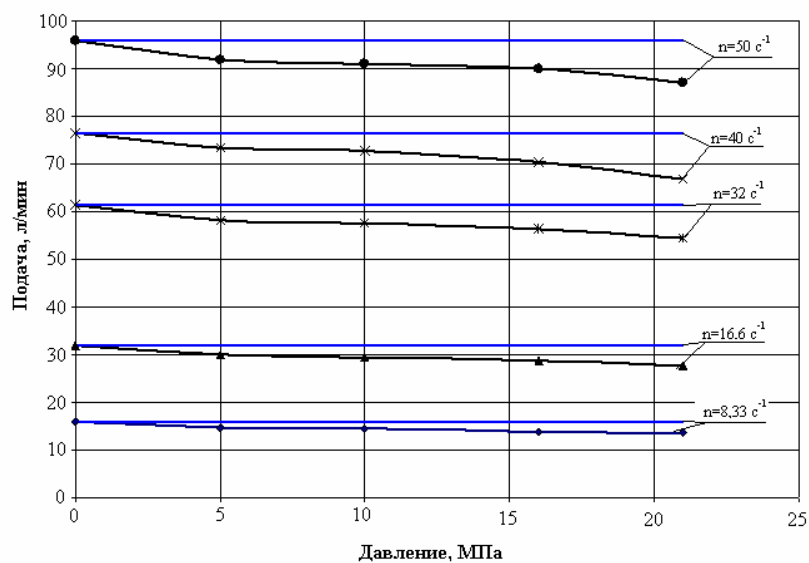


Рисунок 4 - Зависимости геометрической (теоретической) и фактической подачи насоса НШ-20 УУРОН от давления

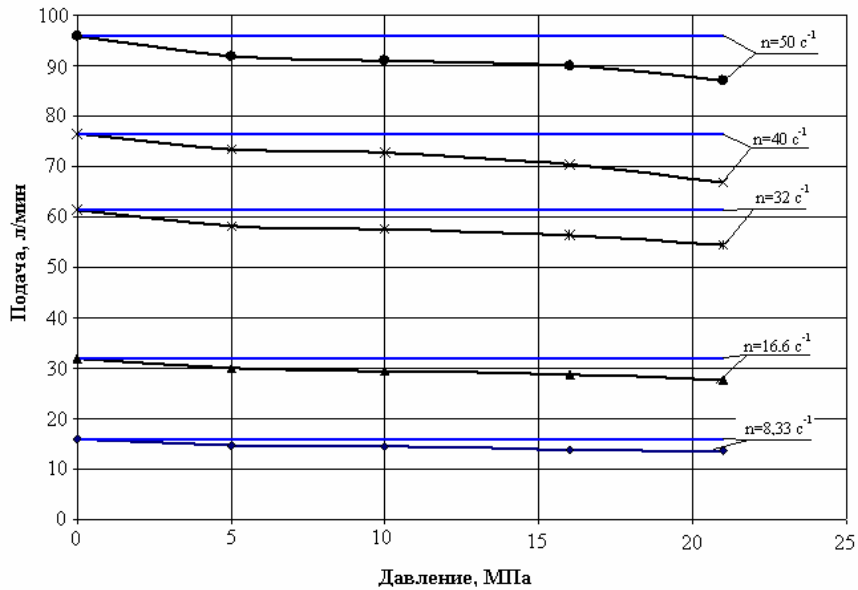


Рисунок 5 - Залежність геометричної (теоретичної) і фактичної подачі насоса типу НШ-32 УУРОН від тиску

Аналізуючи графіки, представлені на рис. 4 і 5, бачимо, що теоретична подача не залежить від розвиваемого насосом тиску, а однозначно визначається РОН і частотою обертання НШ. В відмінність від теоретичної, фактична подача залежить від розвиваемого НШ тиску, оскільки з ростом тиску зменшується КП НШ. Різниця між теоретичними і експериментальними кривими пояснюється наявністю витоків робочої рідини в качаючому вузлі насоса.

Визначення загального і механічного КПД експериментального НШ в залежності від розвиваемого тиску

Методика визначення залежності загального і механічного КПД експериментального НШ від розвиваемого насосом тиску представлена в [2, 6, 9].

Результати дослідження залежності механічного і загального КПД від розвиваемого насосом тиску при різних значеннях частоти обертання (табл. 1) представлені в вигляді графіків (рис. 6, 7).

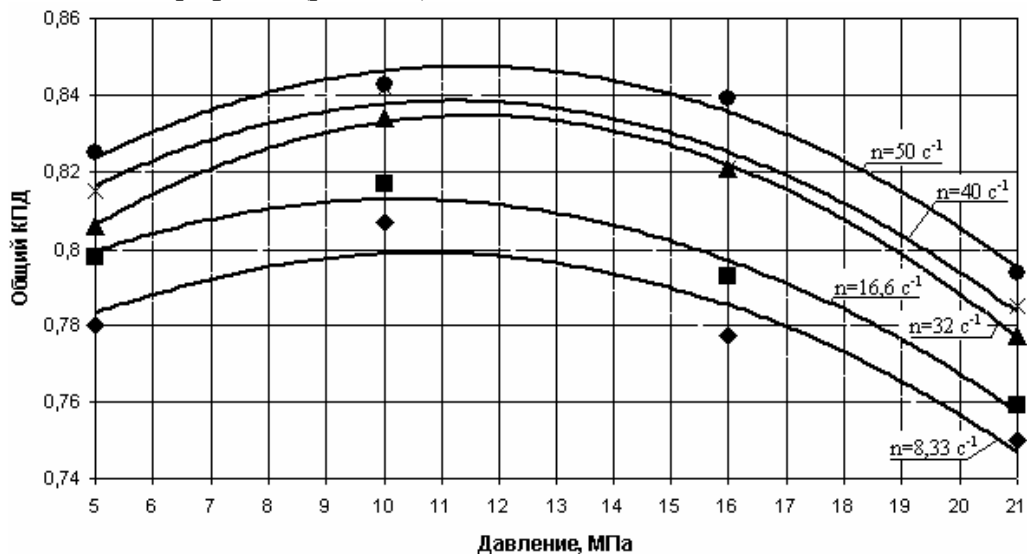


Рисунок 6 - Залежність загального КПД насоса НШ-20 (32) УУРОН від тиску

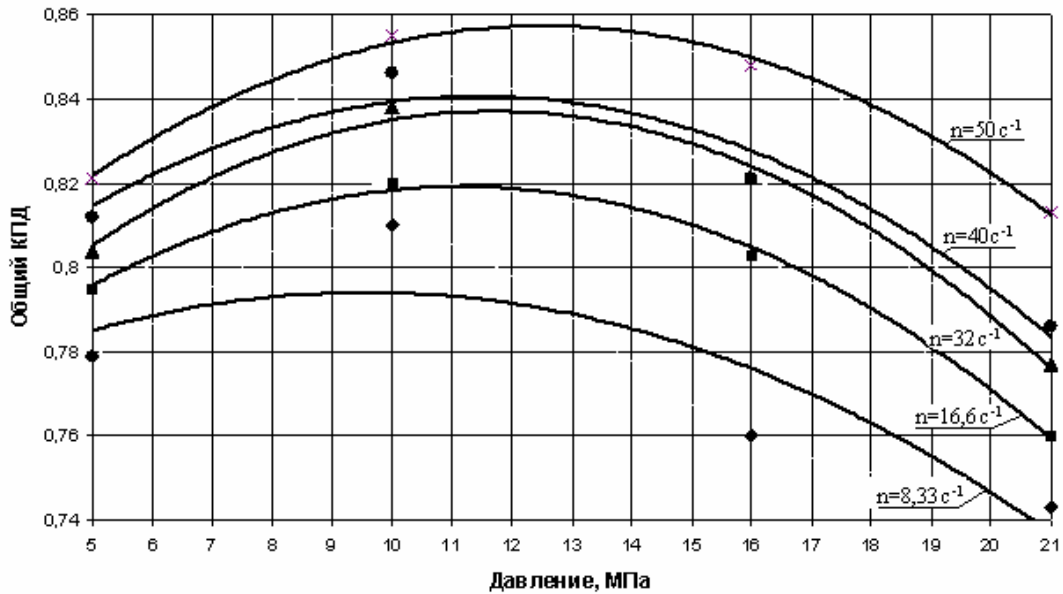


Рисунок 7 - Залежність загального ККД насоса НШ- 32 УУРОН від тиску

Експериментальні криві загального ККД НШ с УУРОН апроксимовані кривими другого порядку. Из рис. 6 и 7 видим, что общий ККД достигает максимума при давлении 11...14 МПа. Помимо этого следует отметить, что с увеличением числа оборотов общий ККД НШ возрастает. Приведенные зависимости общего ККД от давления экспериментальных НШ, как по качественным, так и по количественным параметрам соответствуют серийным насосам [2].

По результатам экспериментальных исследований и расчетов были получены графики зависимости механического ККД от давления для НШ-20 УУРОН и НШ-32 УУРОН при разных частотах вращения насоса (рис. 8 и 9).

Анализируя данные графики, можно отметить следующее:

- кривые, отображающие зависимость механического ККД от давления для насосов НШ-20 УУРОН и НШ-32 УУРОН практически идентичны как по форме кривой, так и по значению механического ККД независимо от типоразмера насоса;
- механический ККД не зависит от частоты вращения НШ;
- механический ККД экспериментальных НШ возрастает до определенного уровня развиваемого насосом давления, что объясняется улучшением условий смазки подшипников насоса, а затем начинает снижаться, что объясняется увеличением сил трения в сопряжениях НШ; кривые зависимости механического ККД от давления имеют максимум в области давления $p = 14...15$ МПа;
- кривые, отображающие зависимость общего ККД от давления, представленные на рис. 6 и 7, по своей форме могут быть апроксимированы кривыми второго порядка (параболами), направленными вершиной вверх с оптимумом, лежащим в пределах $p = 15...17$ МПа.

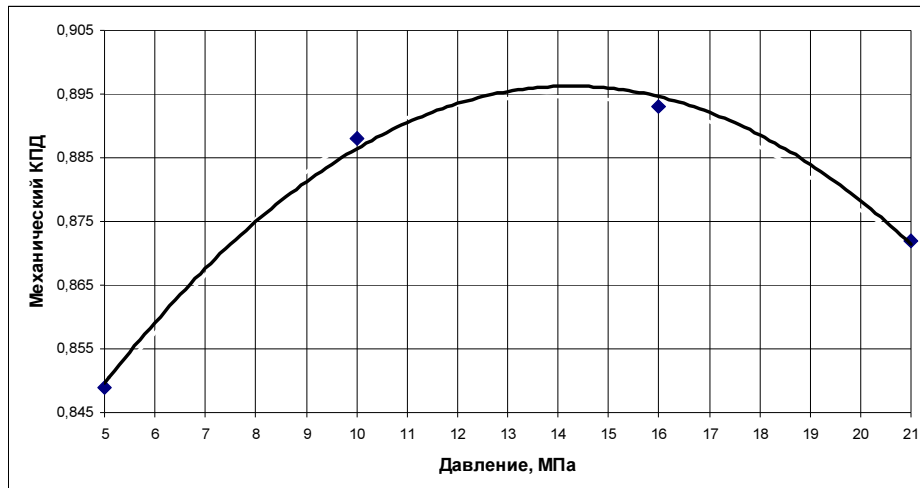


Рисунок 8 - Зависимость механического КПД насоса НШ-20 УУРОН от давления экспериментального насоса

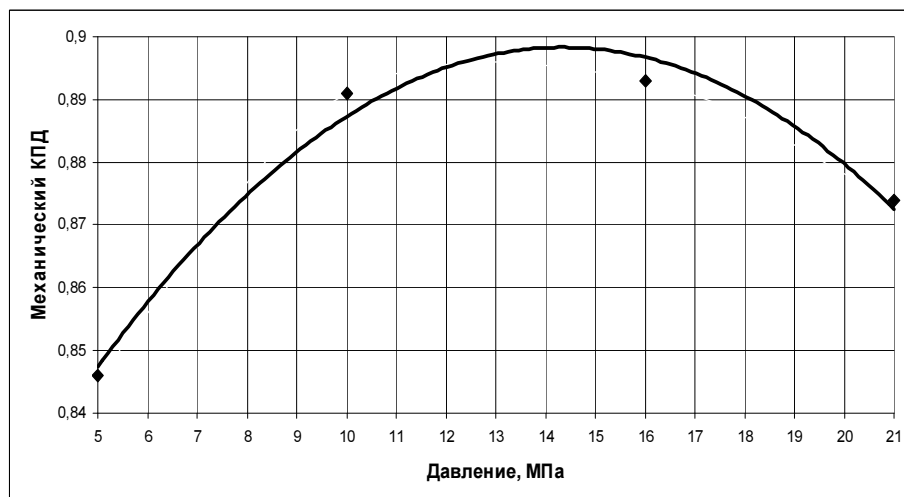


Рисунок 9 - Зависимость механического КПД насоса НШ- 32 УУРОН от давления экспериментального

Сравнивая полученные кривые с кривыми механического КПД серийных насосов [2], видим, что они идентичны, как по форме, так и по величине.

Определение развиваемой мощности экспериментальными НШ в зависимости от давления и частоты вращения

Результаты определения мощности, развиваемой экспериментальными насосами в зависимости от давления и частоты вращения, представлены в виде графиков рис. 10 и 11 соответственно для насосов НШ-20 УУРОН и НШ-32 УУРОН.

Анализируя графики видим, что мощность, развиваемая насосом, линейно зависит от давления. По полученным экспериментальным данным можно сделать вывод, что с возрастанием РОН, развиваемая мощность пропорционально возрастает. Помимо этого с увеличением частоты вращения насоса, что соответствует увеличению подачи насоса, мощность его также возрастает по линейной зависимости.

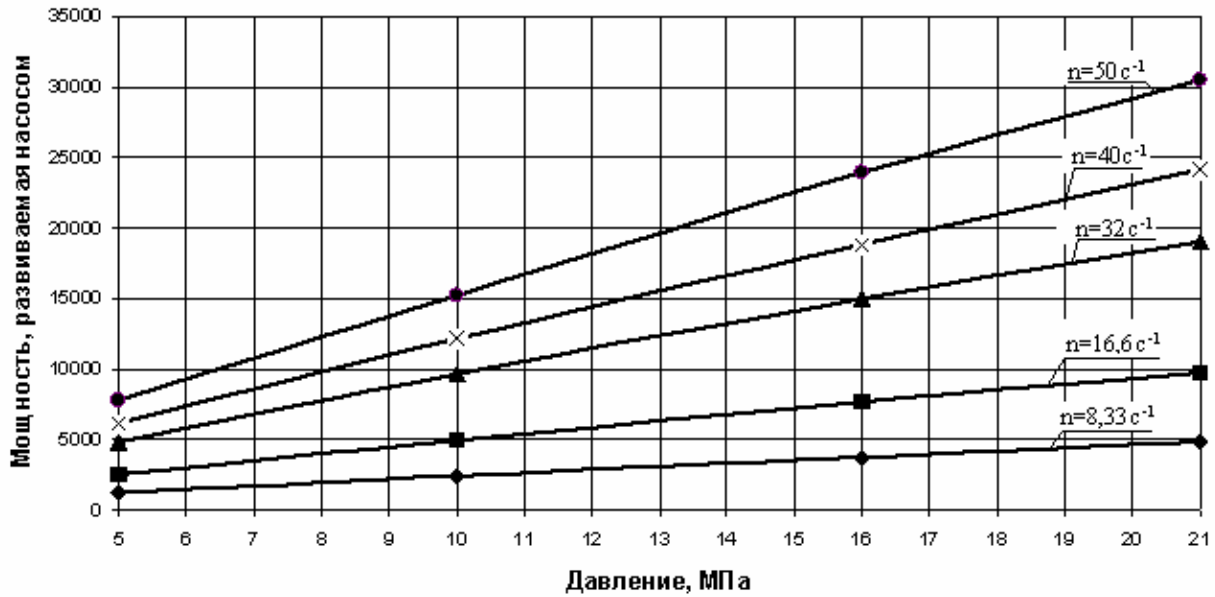


Рисунок 10 - Зависимость мощности, развиваемой экспериментальным насосом НШ-20 УУРОН, от давления для разных значений частоты вращения

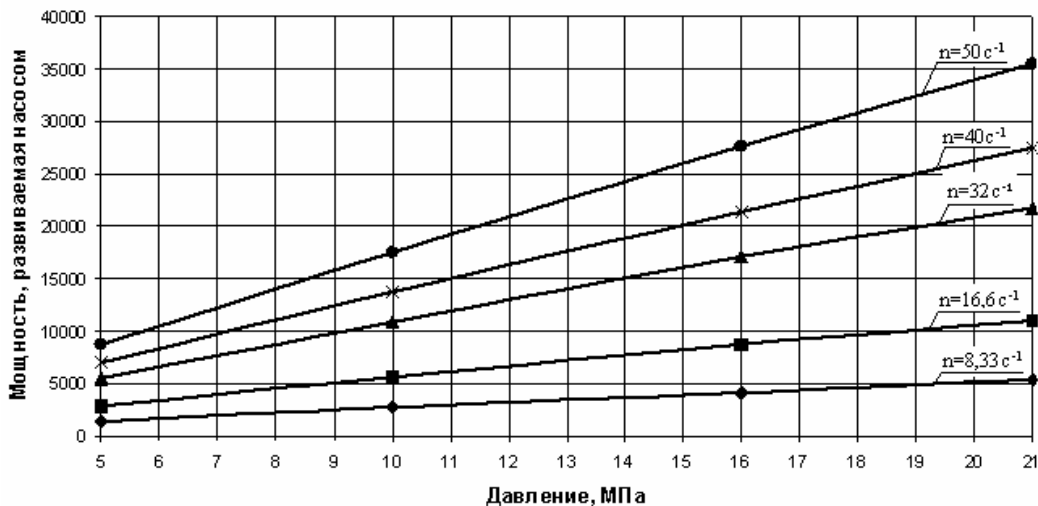


Рисунок 11 - Зависимость мощности, развиваемой экспериментальным насосом НШ-32 УУРОН, от давления для разных значений частоты вращения

Выводы.

Результаты проведенных экспериментальных исследований работоспособности экспериментальных НШ позволяют сделать следующие выводы.

1. Исследования показали, что расхождение между значениями рабочего объема НШ УУРОН, определенными экспериментальным и теоретическим путем не превышает 0,35 %, что подтверждает точность теоретических расчетов.

2. Стендовые экспериментальные исследования основных технических характеристик опытных образцов НШ 32 УУРОН и НШ 20 УУРОН показали, что:

- давление, развиваемое экспериментальными НШ с УУРОН соответствует НШ третьего исполнения, и составляет: номинальное давление $p = 16,0$ МПа, а максимальное - $p = 21,0$ МПа;

- зависимость коэффициента подачи от давления имеет убывающий линейный характер;

- теоретическая подача не зависит от давления, а определяется рабочим объемом насоса и оборотами НШ; фактическая же подача, убывает по мере повышения давления, поскольку пропорциональна также и коэффициенту подачи НШ;

- зависимости общего и механического КПД экспериментального насоса от давления аппроксимируются кривыми второго порядка, имеют вид параболы с оптимумом, лежащим в пределах 12...16 МПа, при этом механический КПД экспериментальных насосов не зависит от оборотов насоса;

- зависимость развиваемой мощности от давления носит возрастающий линейный характер, при этом с увеличением оборотов насоса, скорость возрастания мощности увеличивается, что объясняется увеличением коэффициента подачи НШ.

3. Результаты сравнительного анализа значений теоретического (расчетного) и экспериментального рабочего объема насосов показали, что максимальное расхождение между ними не превышает 0,35%. Кроме того, расхождение между теоретическими и фактическим значением функциональных показателей: давления, подачи, общего и механического КПД и технического ресурса экспериментального НШ с повышенной удельной подачей не превосходит 5,0 %. Такое совпадение теоретических результатов с экспериментальными является подтверждением достоверности теоретических исследований.

Список литературы

1. Ю.В. Кулешков, Р.А. Осин, Т.В. Руденко, М.В. Красота. Оптимизация зубчатого зацепления шестеренного насоса с целью повышения его удельной подачи. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, вип. 41, ч. II. – Кіровоград: КНТУ, 2011. —270 с.
2. Насоси шестеренні об'ємного гідроприводу. Технічні умови. ГСТУ 3-25-180-97. – К.: Мінпром політики України, 1998. – 48 с.
3. Гідроприводи об'ємні. Насоси об'ємні та гідромотори. ДСТУ 2192-93. – Загальні технічні вимоги. Чинний від 1.07.94 р.
4. Черновол М.І., Кулешков Ю.В. Оптимізація зубчастого зачеплення шестеренного насоса типу НШ у напрямі підвищення його питомого об'єму. Вісник аграрної науки, травень 2011 № 5 – с. 42 – 45.
5. ГОСТ 13823-78 (СТ СЭВ 2576-80, СТ СЭВ 2577-80) Гидроприводы объемные, насосы объемные и гидромоторы. Общие технические требования. Государственный комитет СССР по стандартам. М. 1978 – 7 с.
6. Методика стендових випробувань шестеренного насоса / [Кулешков Ю.В., Матвієнко О.О., Руденко Т.В. та ін] // збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» – Кіровоград, КНТУ – 2011. – № 24 (ч.ІІ) – С. 97–110.
7. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет/ Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
8. Чиняев И.А. Роторные насосы: [справочное пособие] / Чиняев И.А. – Л.: Машиностроение, 1969. – 216 с.
9. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен / [Кулешков Ю.А., Черновол М.И., Без О.В., Титов Ю.А.] //Теория, конструкция и расчет – Кіровоград: «КОД», 2009 – 243 с.
10. Черновол М.І., Кулешков Ю.В. Основні напрями вдосконалення шестеренних насосів сільськогосподарської техніки Вісник аграрної науки, серпень 2008 № 8 – с. 52 - 54.
11. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса / [Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко А.А.] // збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація» – Кіровоград, КНТУ – 2008 – № 20 – С. 253–262.
12. Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Руденко Т.В. Гуцул В.І., Осін Р.А. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насоса типу НШ від параметрів зубчастого зачеплення. Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація Випуск 23 Кіровоград 2010, с. 278 – 390.

13. Кулешков Ю.В., Руденко Т.В. Осин Р.А., Повышение удельной подачи шестеренного насоса. MOTROL Motorization and Power Industry in Agriculture/ Volume 11A/ Simferopol – Lublin 2009. S.193 – 206.
14. Артемьев Ю.Н. Качество ремонта и надежность машин в сельском хозяйстве. – М.: Колос, 1981. – 239 с.

Ю. Кулешков, Р. Осин, Т. Руденко, М. Красота, К. Кулешкова

Експериментальні дослідження шестеренного насоса із збільшеним питомим робочим об'ємом

В статті представлені результати експериментальних досліджень функціональних параметрів шестеренних насосів із збільшеним питомим робочим об'ємом. Приведені режими випробувань, отримані основні характеристики насоса на різних режимах роботи

Y.Kuleshkov, R.Osin, T.Rudenko, M.Krasota, K.Kuleshkova

Experimental researches of cog-wheel pump with the megascopic specific swept volume

In the article the results of experimental researches of functional parameters of cog-wheel pumps are expounded with the megascopic specific swept volume. The modes over of tests are brought, basic descriptions of pump are got on different office hours.

Получено 21.09.12

УДК 631.354:633.18

Н.Н. Данченко, доц., канд. техн. наук

Таврический государственный агротехнологический университет, г. Мелитополь

Л.А. Дробашко, ст. преподав.

Крымский институт информационно-полиграфических технологий, г. Симферополь

Густота стеблестоя как внешний фактор условий функционирования очёсывающего хедера комбайна

Статья посвящена проблеме динамики функционирования очесывающих жаток, в ней приведены методика и результаты исследований неравномерности густоты стеблестоя риса, как по ширине захвата жатки, так и по направлению движения комбайна.

очёс на корню, очёсывающий хедер, копирование высоты стеблестоя, глубина погружения, густота стеблестоя, статистические характеристики параметров стеблестоя, условия функционирования

Производство зерна – ключевая, стратегически важная отрасль экономики современных стран мира (США, Китай, Франция, Германия, Россия и др.). Они являются не только главными поставщиками зерна на мировом рынке, но и считаются флагманами передовых технологий и крупнейшими производителями зерноуборочной техники.

В условиях крупного производства, широкой межхозяйственной кооперации средних и мелких сельхозпроизводителей комбайновая технология является наиболее распространенной технологией уборки зерновых культур. Из всего исторически

© Н.Н. Данченко, Л.А. Дробашко, 2012