

Ю.В. Кулешков, проф., канд. техн. наук, Р.А. Осин, канд. техн. наук, Т.В. Руденко, канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук
Кировоградский национальный технический университет

Расчет параметров зубчатого зацепления экспериментального шестеренного насоса с увеличенным удельным рабочим объемом

В статье представлены результаты расчетов геометрических параметров зубчатого зацепления экспериментальных шестеренных насосов с увеличенным удельным рабочим объемом. Выполнен сравнительный анализ параметров экспериментального и серийных насосов.
шестеренный насос, зубчатое зацепление, удельный рабочий объем

В результате теоретических исследований [1-6] была разработана новая физическая модель мгновенной подачи шестеренного насоса (НШ).

Предложенная новая физическая модель и разработанная на ее основе математическая модель процесса подачи рабочей жидкости НШ стала теоретической основой для дальнейшего совершенствования НШ, в частности разработки математической модели оптимизации параметров зубчатого зацепления НШ.

На основе представленных результатов теоретических исследований была разработана методика расчета зубчатого зацепления НШ, обеспечивающего максимальное значение удельного рабочего объема насоса для заданных условий проектирования.

В соответствие с данной методикой были произведены расчеты геометрических параметров шестеренного насоса с увеличенным удельным объемом. Полученные значения сравнивались с базовым вариантом насоса, выпускаемым серийно.

В качестве базового варианта для сравнения были выбраны два типоразмера, серийно выпускаемых насосов, которые нашли самое широкое распространение. Это насос второго типоразмерного ряда – НШ-20 Г и насос третьего типоразмерного ряда – НШ-32 УК.

Выбор этих насосов в качестве базы сравнения можно объяснить простотой конструкции, что является предпосылкой минимального влияния конструктивных особенностей на результаты эксперимента, а также наибольшей востребованностью этих типоразмеров насосов у потребителя. Достаточно сказать, что их выпуск составляет более 40 % от общего объема производимых в Украине насосов.

При выборе исходных параметров для расчета зубчатого зацепления экспериментальных насосов руководствовались следующими соображениями.

Во-первых, оставляли без изменения, соответствующие серийным насосам межцентровые расстояния - A . Это требование производителя было обосновано тем, что при внедрении результатов исследований в производство необходимо сохранить всю оснастку под существующее межцентровое расстояние. Данное требование было соблюдено, хотя оно не позволяет в полной мере реализовать все возможности предлагаемой методики расчета зубчатого зацепления [1-6].

Также, в соответствии с требованиями производителя в экспериментальном насосе НШ-32 с увеличенным удельным объемом (УУРОН) было принято решение увеличить число зубьев с $z_c = 8$ до $z_s = 10$, несмотря на то, что увеличение зубьев приводит к снижению коэффициента использования венцов шестерни (КИОВШ) и УРОН экспериментального насоса.

Во-вторых, для проведения экспериментальных исследований были разработаны и спроектированы два НШ с УУРОН. Необходимость в проектировании двух НШ состоит в том, что один насос третьего типоразмерного ряда – НШ-32-3 УК проектировался с целью реального внедрения в производство, а поэтому при проектировании этого насоса максимально были учтены требования производителя НШ – Кировоградского ПАТ «Гидросила».

Второй НШ второго типоразмерного ряда типа НШ-20 Г проектировался для того, чтобы показать хотя бы частично те преимущества, которые позволяет реализовать предлагаемая методика расчета зубчатого зацепления НШ. При этом, в экспериментальном насосе НШ-20 УУРОН сократили число зубьев с $z_c = 10$ до $z_s = 8$.

В-третьих, габаритные размеры рассчитанного по предлагаемой методике зубчатого зацепления не должны были существенно отличаться от серийных насосов, что позволяет вписать рассчитанное зубчатое зацепление в корпус серийного насоса. Это дает возможность, во-первых, значительно упростить и, существенно (на порядок), снизить стоимость создания экспериментального насоса. Во-вторых, значительно упростить экспериментальные исследования насоса, производство которого базируется на серийных корпусных деталях. И в-третьих, результаты сравнительного анализа экспериментального насоса с серийным будут корректны.

Результаты расчета геометрических параметров зубчатого зацепления качающего узла экспериментальных насосов в сравнении с серийными вариантами представлены табл. 1 и табл. 2.

Таблица 1 – Результаты сравнительного анализа серийного и экспериментального НШ

Параметры зубчатого зацепления экспериментального НШ	Расчетные параметры зубчатого зацепления НШ			
	Насос второго типоразмерного ряда, типа НШ-20Г		Насос третьего типоразмерного ряда, типа НШ-32УК	
	Серийный насос НШ-20Г	Экспериментальный насос НШ -20 УУРОН	Серийный насос НШ-32 УК	Экспериментальный насос НШ -32 УУРОН
1. Модуль m , мм	3	4	5	4,5
2. Число зубьев z	10	8	8	10

Продовження таблиці 1

3. Межцентровое расстояние A , мм	31,75	31,75	45	45
4. Угол зацепления α , град	27,39	18,72	33,35	20
5. Коэф. профильного смещения, ξ	0,294	-0,0857	0,6236	-0,055
6. Толщина вершины зуба шестерни S_e , мм	0,818	0,63	1,0	0,80
7. Диаметр шестерен D_e , мм	38,1	43,4	55,0	56,02
8. Коэф. перекрытия зубчатого зацепления ε	1,244	1,545	1,044	1,61
9. Диаметр впадин шестерен D_i , мм	23,9	21,0	34,5	31,72
10. Диаметр цапф, d_z , мм	17	17	25	25
11. Ширина торцового уплотнительного пояса h , мм	3,45	2,0	4,75	3,36
12. Длина продольной оси качающего узла $G = A + D_e$, мм	70,0	73,135	100,0	101
13. КИОВШ K_{V_0}	0,28 100 %	0,389 137 %	0,300 100 %	0,3323 111 %
14. Ширина шестерен b , мм	31	31	22	22
15. Рабочий объем насоса, $см^3$	20,3 100 %	32,0 158 %	32,0 100 %	36,456 114 %

Из табл. 1 видно, что отдельные исходные геометрические параметры зубчатого зацепления, такие как межцентровое расстояние, угол исходного профиля и, по возможности, длина большей оси качающего узла совпадают с соответствующими геометрическими параметрами серийных НШ.

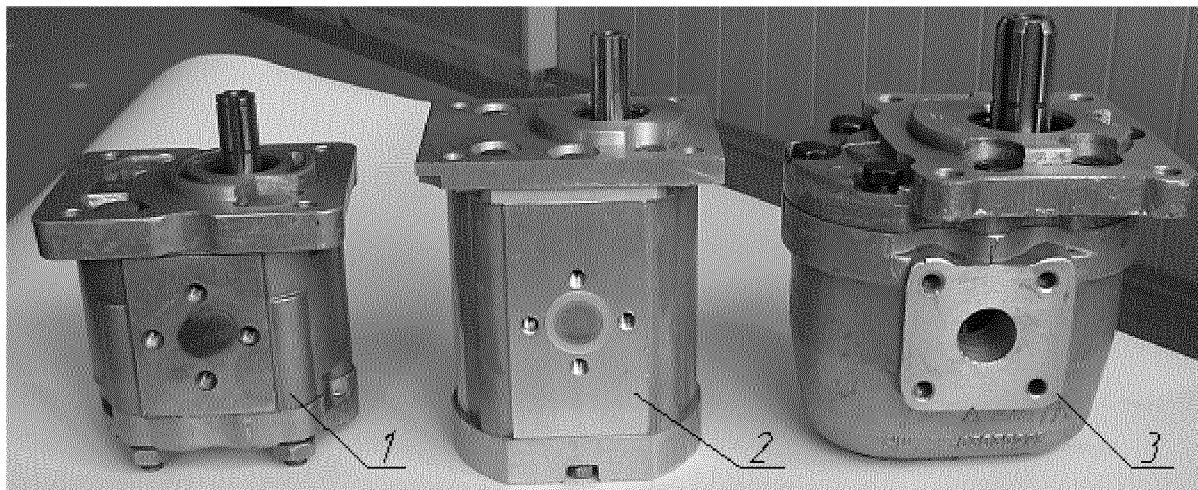
Расчет зубчатого зацепления экспериментального насоса НШ-32 УУРОН при ограничениях по числу зубьев $z = 10$ и по межцентровому расстоянию $A = 45$ мм дал возможность увеличить КИОВШ до значения $K_{V_0} = 0,3323$, что на 10,7 % выше, чем у серийного насоса, а рабочий объем насоса – до $V_0 = 36,456 \text{ см}^3$, что на 14% больше, чем у серийного. Вышеуказанные ограничения были приняты, поскольку позволяют максимально приблизить предлагаемую конструкцию НШ с УУРОН к внедрению на Кировоградском ПАТ «Гидросила».

Расчет зубчатого зацепления для экспериментального насоса НШ-20 (32) УУРОН дал возможность увеличить КИОВШ до значения $K_{V_0} = 0,3828$, что на 36,7 %

выше, чем у серийного насоса, а рабочий объем насоса – до $V_0 = 32,0 \text{ см}^3$, что на 57,6% больше, чем у серийного насоса. Такое существенное повышение КИОВШ и рабочего объема позволяет перейти насосам второго типоразмерного ряда в следующий третий ряд при сохранении корпусных деталей предыдущего второго типоразмерного ряда.

На рис. 1 для сравнения представлены фотографии серийных насосов НШ-20Г и НШ-32 УК и экспериментального НШ-20 (32) УУРОН.

На рис. 2 представлены фотографии деталей экспериментального насоса НШ-20 (32) – УУРОН и элементы его качающего узла.



1- насос НШ-20 Г, 2 – насос НШ-20 (32) УУРОН, 3 – насос НШ-32 УК

Рисунок 2 - Фотографии серийных насосов НШ-20 Г и НШ-32 УК и экспериментального насоса НШ-20 (32) УУРОН в сравнении



Рисунок 2 - Фотографии деталей экспериментального насоса НШ-20 (32) УУРОН и элементов его качающего узла в сборе

На рис. 1 и 2 видим, что экспериментальный насос НШ-20 УУРОН, обладая таким же рабочим объемом как и серийный насос НШ-32 УК (третий типоразмерный ряд), вписывается в корпус насоса, соответствующий второму типоразмерному ряду.

Как указывалось выше, при проектировании экспериментальных НШ, параметры, которых приведены в табл. 1, было учтено ряд ограничений, связанных с необходимостью выдержать геометрические размеры существующих корпусных деталей, а также межцентрового расстояния и число зубьев шестерен во избежание

существенных изменений в технологическом обеспечении производства.

С целью продемонстрировать все возможности предлагаемой методики расчета зубчатого зацепления были получены результаты проектирования НШ с оптимальными параметрами зубчатого зацепления качающего узла НШ.

Выше было указано, что оптимизация по предлагаемой методике может быть проведена для зубчатого зацепления, на геометрические параметры которого наложены определенные ограничения, наиболее важным из которых являются ограничения габаритных размеров шестерен НШ.

Во втором случае ограничивающими факторами является длина продольной оси качающего узла и ширина торцового уплотнительного пояса [1 - 6].

Были приняты следующие исходные параметры при проектировании НШ с оптимальными параметрами зубчатого зацепления:

- длина продольной оси качающего узла для насоса НШ -20 УУРОН $G = 71$ мм, а для насоса НШ -32 УУРОН - $G = 100$ мм;

- ширина торцового уплотнительного пояса для насоса НШ -20 УУРОН и для насоса НШ -32 УУРОН составляет $h = 1,5$ мм.

Результаты расчета зубчатого зацепления качающего узла с оптимальными параметрами приведены в табл. 2.

Сравнивая результаты расчетов, представленные в табл. 1 и 2 видим, что для насосов второго типоразмерного ряда КИОВШ вырос незначительно - всего на 3 %, а по сравнению с серийным на 49 %. Это можно объяснить тем, что в табл. 1 для группы насосов второго типоразмерного ряда случайно были выбраны рациональные параметры, очень близкие к оптимальным. Для насосов третьего типоразмерного ряда оптимизация зубчатого зацепления позволила существенно повысить КИОВШ – на 23 % по сравнению с результатами, представленными в табл. 1 и на 37,5 % по сравнению с серийными.

Таблица 2 - Результаты оптимизации параметров зубчатого зацепления в сравнении с серийными насосами

Параметры экспериментального НШ	Расчет оптимальных параметров 33 КУ НШ			
	Насос второго типоразмерного ряда, типа НШ-20Г		Насос третьего типоразмерного ряда, типа НШ-32 УК	
	Серийный насос НШ-20Г	Экспериментальный насос НШ - 20 УУРОН	Серийный насос НШ-32 УК	Экспериментальный насос НШ -32 УУРОН
1. Модуль m , мм	3	4	5	5,5
2. Число зубьев z	10	8	8	8

Продолжения таблиці 2

3. Межцентровое расстояние A , мм	31,75	30,52	45	43,125
-------------------------------------	-------	-------	----	--------

5. Угол исходного профиля α_0 , град	20	20	20	20
6. Коэф. профильного смещения ξ	0,294	-0,1798	0,6236	-0,0672
7. Толщина вершины зуба шестерни S_e , мм	0,818	0,87	1,0	0,8
8. Диаметр шестерен D_e , мм	38,1	40,63	55,0	56,74
10. Коэффициент перекрытия зубчатого зацепления ε	1,244	1,87	1,044	1,64
11. Диаметр впадин шестерен D_i , мм	23,9	20,0	34,5	28,0
12. Диаметр цапф d_z , мм	17	17	25	25
13. Ширина торцового уплотнительного пояса h , мм	3,45	1,5	4,75	1,5
14. Длина большей оси качающего узла $G = A + D_e$, мм	70,0	71,16	100,0	100
15. КИОВШ K_{V_0}	0,28 100 %	0,417 149 %	0,300 100 %	0,4015 134 %
16. Ширина шестерен b , мм	31	31	22	22
17. Рабочий объем насоса V_0 , см ³	20,3 100 %	32,8 161,5 %	32,0 100 %	44,0 137,5 %

Список литературы

1. Черновол М.І., Кулешков Ю.В. Основні напрями вдосконалення шестеренних насосів сільськогосподарської техніки // Вісник аграрної науки, 2008. – № 8. – С. 52 - 54.
2. 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.
3. Кулешков Ю.В., Черновол М.І., Руденко Т.В. Гуцул В.І., Осин Р.А. Дослідження поведінки математичної моделі питомого робочого об'єму шестеренного насоса типу НШ від параметрів зубчастого зацеплення // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – Вип. 23. – Кіровоград, 2010. – С. 278 – 390.
4. 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.
5. Черновол М.І., Кулешков Ю.В. Оптимізація зубчастого зацеплення шестеренного насоса типу НШ у напрямі підвищення його питомого об'єму // Вісник аграрної науки, 2011. – № 5. – С. 42 – 45.

6. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен / [Кулешков Ю.А., Черновол М.И., Без О.В., Титов Ю.А.] //Теория, конструкция и расчет. – Кировоград: «КОД», 2009. – 243 с.

Ю. Кулешков, Р. Осін, Т. Руденко, М. Красота

Розрахунок параметрів зубчастого зачеплення експериментального шестеренного насоса із збільшеним питомим робочим об'ємом

В статті представлені результати розрахунків геометричних параметрів зубчастого зачеплення експериментальних шестеренних насосів із збільшеним питомим робочим об'ємом. Виконаний порівняльний аналіз параметрів експериментального і серійного насосів

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

Calculation of parameters of the toothed hooking of experimental cog-wheel pump with a megascopic specific volume

In the article the results of calculations of geometrical parameters of the toothed hooking of experimental cog-wheel pumps are presented with the megascopic specific swept volume. The comparative analysis of parameters of experimental and serial pumps is executed.

Получено 25.09.12