

УДК 621.644:621.833.15

**Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, А.А. Матвиенко, доц., канд. техн. наук, Р.А. Осин, доц., канд. техн. наук**

*Кировоградский национальный технический университет, г.Кировоград, Украина*

## **Экспериментальные исследования спектров шума шестеренного насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления**

В статье приведены результаты испытаний шумовых характеристик экспериментального шестеренного насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления. Исследованы уровни звука, спектры шума экспериментального насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления, а также серийного насоса аналогичного типоразмера при разных режимах их работы. Выполнен сравнительный анализ шумовых характеристик насосов при разных нагрузках с целью оценки эффективности использования зубчатого зацепления с повышенным коэффициентом перекрытия в шестеренных насосах с целью снижения шума.

**зубчатое зацепление, шестеренный насос, шум**

**Ю.В. Кулешков, проф., д-р техн. наук, Т.В. Руденко, доц., канд. техн. наук, М.В. Красота, доц., канд. техн. наук, О.О. Матвиенко, доц., канд. техн. наук, Р.А. Осин, доц., канд. техн. наук**

*Кіровоградський національний технічний університет, м.Кіровоград, Україна*

**Експериментальні дослідження спектрів шуму шестеренного насосу з підвищеним коефіцієнтом перекриття зубчатого зацеплення**

В статті наведені результати випробовувань шумових характеристик експериментального шестеренного насоса з підвищеним коефіцієнтом перекриття зубчатого зацеплення. Досліджено рівні звуку, спектри шуму експериментального насосу з підвищеним коефіцієнтом перекриття зубчатого зацеплення, а також серійного насосу аналогічного типорозміру при різних режимах їх роботи. Виконано порівняльний аналіз шумових характеристик насосів при різних навантаженнях з метою оцінки ефективності використання зубчатого зацеплення з підвищеними коефіцієнтом перекриття в шестеренних насосах з метою зниження шуму.

**зубчасте зацеплення, шестеренний насос, шум**

**Постановка проблемы.** Снижение шума и вибраций является актуальной проблемой в машиностроении. Решение данной проблемы позволит обеспечить здоровые условия труда на производстве и увеличит производительность труда.

Шестеренные насосы (НШ), выпускаемые на сегодняшний день промышленностью, характеризуются высокими техническими показателями, однако обладают высоким уровнем шума, что обуславливает повышенную утомляемость оператора промышленного оборудования или транспортной системы, в которой используется насос.

Данная работа посвящена экспериментальному исследованию шума в НШ и разработке мероприятий по его снижению, следовательно, является актуальной.

**Анализ последних исследований и публикаций.** В работах [1, 2, 3] отмечается, что основным источником шума шестеренных насосов (НШ) является зубчатое зацепление.

Причинами высокого уровня шума зубчатых зацеплений является соударение зубьев при их сопряжении и размыкании в результате механических колебаний зубчатых колес и зубьев, возникающих вследствие переменности нагрузки, упругой податливости зубьев и привода, а также погрешностей изготовления и сборки передач.

На уменьшение шума в зубчатых зацеплениях очень часто влияют геометрические, инерционно-жесткостные, технологические и другие факторы при их изготовлении [1, 2, 3].

Одним из способов снижения уровня шума в зубчатых передачах является увеличение коэффициента перекрытия [1, 2, 3]. Шум передачи можно снизить, если при проектировании обеспечить коэффициент перекрытия выше 1. В литературных источниках [12] утверждается, что при коэффициенте перекрытия равном 2,0 обеспечивается наиболее бесшумная работа зацепления.

Для реализации зубчатого зацепления с повышенным перекрытием был выполнен расчет параметров зубчатого зацепления с максимально возможным увеличенным коэффициентом перекрытия, при условии сохранения размеров других сопрягаемых деталей насоса.

Для проведения оценки внесенных конструктивных изменений на уровень шума насоса были проведены экспериментальные исследования шумовых характеристик экспериментального насоса с повышенным коэффициентом зацепления при различных режимах его работы.

**Постановка задачи.** Целью исследований являются экспериментальные исследования уровня звука по линиям спектра экспериментального НШ с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления и его сравнение с уровнем звука серийного насоса.

**Методика исследований.** Базируясь на теоретических и поисковых экспериментальных исследованиях, была разработана конструкция НШ с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления.

Для проведения сравнительного анализа использовали серийный насос, близкий по параметрам к экспериментальному по объему рабочей камеры и давлению. Для сравнения функциональных характеристик насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления использовали серийный насос НШ-32УК-3.

В процессе экспериментальных исследований проверяли работоспособность экспериментального насоса путем определения его основных технических характеристик, а также исследовали влияния предложенных конструктивных изменений на шумовые характеристики экспериментального насоса.

В соответствии с разработанной программой экспериментальных исследований были определены акустические характеристики экспериментальных и серийного насосов и произведено их сравнение с характеристиками серийного насоса.

В частности, экспериментальные исследования акустических характеристик насосов включали следующие этапы:

а) определение уровня звука, излучаемого насосом в присутствии помех (шум привода стенда), на разных нагрузочных и скоростных режимах;

б) определение уровней звукового давления и звуковой мощности в октавных полосах частот, излучаемых экспериментальными насосами в присутствии помех (шум привода стенда) на разных нагрузочных и скоростных режимах;

в) определение уровня звука стенда, как характеристики помех на разных скоростных режимах;

г) определение уровней звукового давления и звуковой мощности стенда в октавных полосах частот на разных скоростных режимах;

д) определение уровней звука насосов и сравнение их с допустимыми

значениями;

е) определение уровней звуковой мощности, излучаемой насосами по октавным полосам частот;

ж) анализ спектров полученных сигналов с целью оценки эффективности разных конструктивных решений по снижению шума.

Из приведенных этапов п. в и г являются промежуточными и необходимы для вычисления уровней звука насоса и уровней звуковой мощности насоса в октавных полосах.

Испытания проводились по стандартной методике в соответствии с ГОСТ 12.1.026-80.

Экспериментальные исследования проводились техническим методом [11] на испытательном участке после рабочего дня без дополнительной звукоизоляции объекта при постоянной температуре воздуха в слышимом диапазоне. Измерение частот проводилось в интервале от 63 Гц до 8 кГц.

При испытании изделий применяли стенд НШ ККД - 6 (DS 1036-4/N), обеспечивающий привод НШ, его нагружение и определение основных технических характеристик НШ.

Измерительная часть стенда содержит шумомер ВШВ-003М2 1 класса точности по ГОСТ 17187-81 для точных лабораторных и натуральных экспериментов, предназначенный для измерения уровня шума по частотным характеристикам АВС (СТ СЭВ 1351 - 78), с пределом измерений 25-140 дБА

Полученные характеристики сравнивались с аналогичными характеристиками серийного насоса, а также с требованиями ГСТУ 3-25-180-97.

**Изложение материала с полным обоснованием полученных научных результатов.**

При проектировании насоса с шестернями с увеличенным коэффициентом перекрытия был использован принцип минимальных изменений в конструкции насоса. Ведь известно, что иногда даже малые изменения влекут за собой существенную переделку всей конструкции.

В качестве базового насоса был выбран шестеренный насос типа НШ-32УК-3.

В результате синтеза было разработано зубчатое зацепление, параметры которого представлены в табл. 1.

Таблица 1 - Геометрические параметры экспериментального НШ в сравнении с серийным насосом НШ-32УК-3

Параметры экспериментального шестеренного насоса	Значения параметров зубчатого зацепления	
	серийный насос НШ 32УК-3	экспериментальный насос
1. Модуль $m$ , мм	5	4,5
2. Число зубьев $z$	8	10
3. Межцентровое расстояние $A$ , мм	45	45
4. Угол зацепления $\alpha$ , град	33,35	20
5. Угол начального профиля $\alpha_0$ , град	20	20
6. КПЗ $\xi$	0,6236	-0,055
7. Толщина вершины зуба шестерни $S_e$ , мм	1,0	0,80
8. Шаг зацепления $t_0$ , мм	14,76	13,28
9. Диаметр шестерен $D_e$ , мм	55,0	56,02
10. Угол вершины эвольвенты $\gamma_e$ , град	46,89	37,20
11. Коэффициент перекрытия зубчатого зацепления $\varepsilon$	1,044	1,61

Продолжение таблицы 1

12. Диаметр впадин шестерен $D_i$ , мм	34,5	31,72
13. Диаметр цапф $d_z$ , мм	25	25
14. Ширина торцевого пояса уплотнителя $h$ , мм	4,75	3,36
15. Длина большей оси $G = A + D_e$ , мм	100,0	101
16. Площадь зуба шестерен $S_z$ , мм <sup>2</sup>	83,2	83,25
17. Площадь МЗВ шестерен $S_w$ , мм <sup>2</sup>	106,0	100,65
20. Ширина шестерен $b$ , мм	22	22
21. Рабочий объем насоса $V_0$ , см <sup>3</sup>	32,0 100%	36,456 114%

Источник: разработано авторами

Зубчатое зацепление экспериментального насоса представлено на рис. 1.



Рисунок 1 – Зубчатое зацепление экспериментального шестеренного насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления

Источник: разработано авторами

**Исследование зависимости уровня звука от давления рабочей жидкости.** Результаты экспериментальных исследований уровней звука насоса с повышенным коэффициентом перекрытия на разных нагрузочных и скоростных режимах представлены на рис. 2-8.

На рис. 2 показаны графики зависимости уровней звука экспериментального насоса от давления рабочей жидкости при основных скоростных режимах насоса.

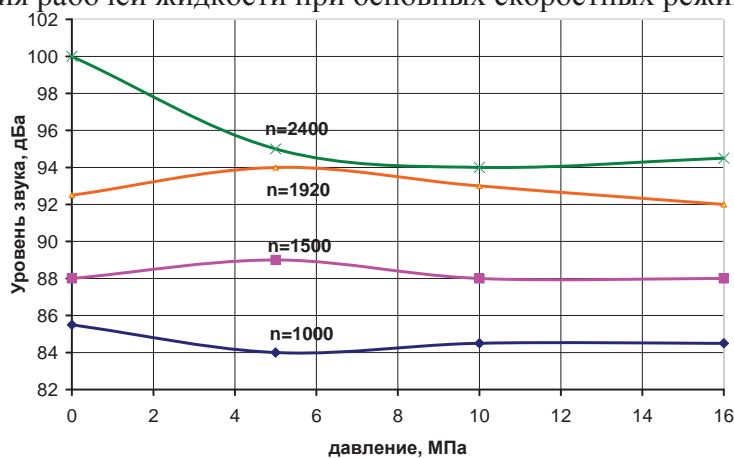


Рисунок 2 – Зависимость уровня звука экспериментального насоса с повышенным коэффициентом перекрытия от давления рабочей жидкости

Источник: разработано авторами

При испытаниях насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления установлено, что на всех скоростных режимах, кроме максимального ( $n=2400$  об/мин) влияние давления на уровень звука не значительно. Более того, при увеличении давления до 16 МПа наблюдается падение уровня звука.

Наибольший уровень звука для данного насоса наблюдается при частоте вращения  $n=2400$  об/мин и давлении 0,0 МПа (рис. 2).

Также, проведен ряд исследований шумовых характеристик (уровней звука) экспериментального насоса при различных оборотах. Результаты представлены на рис. 3.

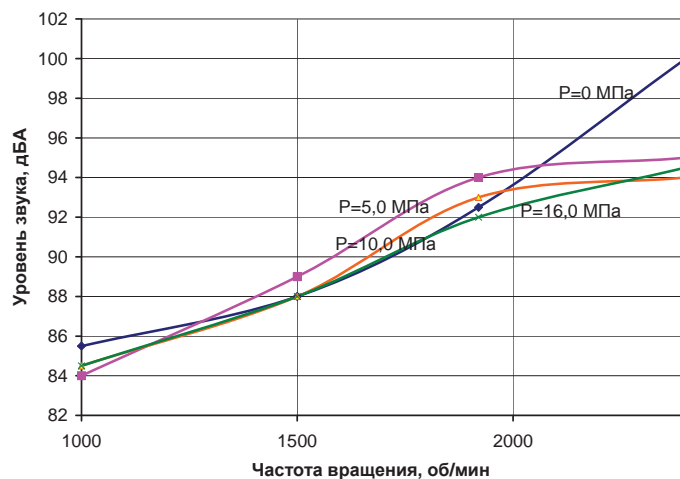


Рисунок 3 – Зависимость шумовых характеристик насоса от частоты вращения при разных давлениях рабочей жидкости

Источник: разработано авторами

При увеличении частоты вращения от 1000 до 2400 об/мин уровень звука возрастает на 9...14,5 дБ (рис. 3). При этом, следует отметить, что изменение давления рабочей жидкости не существенно влияет на акустические характеристика данного насоса.

Следует отметить, что на максимальных оборотах (2400 об/мин) уровень звука при нулевом давлении рабочей жидкости выше, чем при других нагрузочных параметрах. Этот факт можно объяснить прижатием деталей качающего узла насоса между собой, и таким образом, снижением колебаний деталей.

#### спектры шума при $n=1000$ об/мин

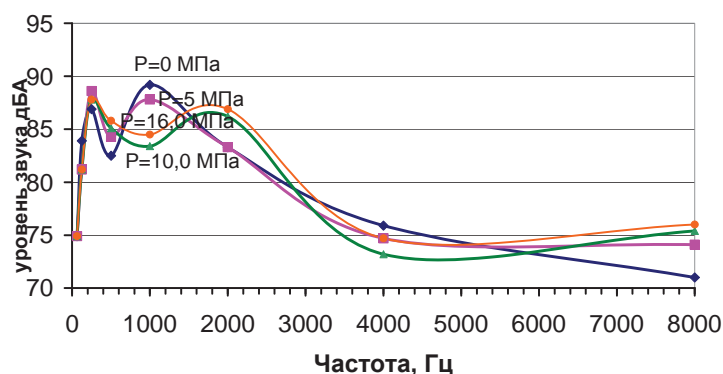


Рисунок 4 – Спектры шума насоса с повышенным коэффициентом перекрытия при разных давлениях и частоте вращения  $n=1000$  об/мин

Источник: разработано авторами

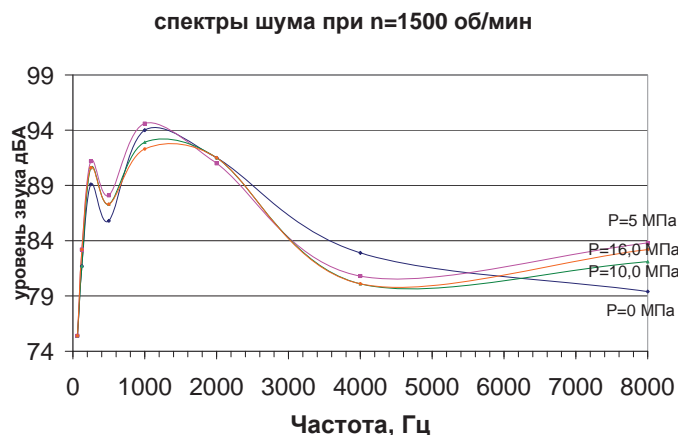


Рисунок 5 – Спектры шума насоса с повышенным коэффициентом перекрытия при разных давлениях и частоте вращения n=1500 об/мин

Источник: разработано авторами

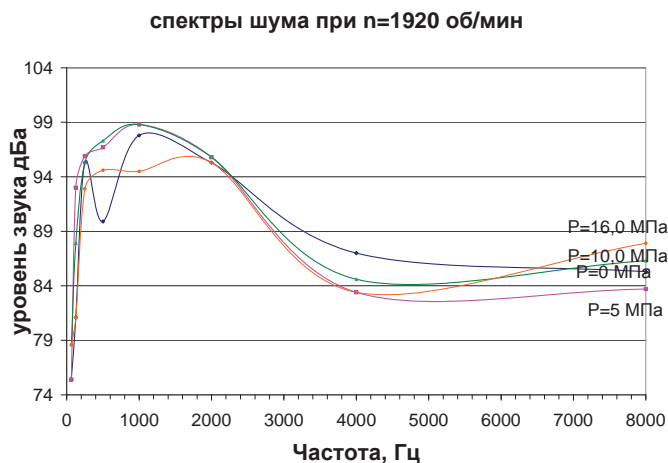


Рисунок 6 – Спектры шума насоса с повышенным коэффициентом перекрытия при разных давлениях и частоте вращения n=1920 об/мин

Источник: разработано авторами

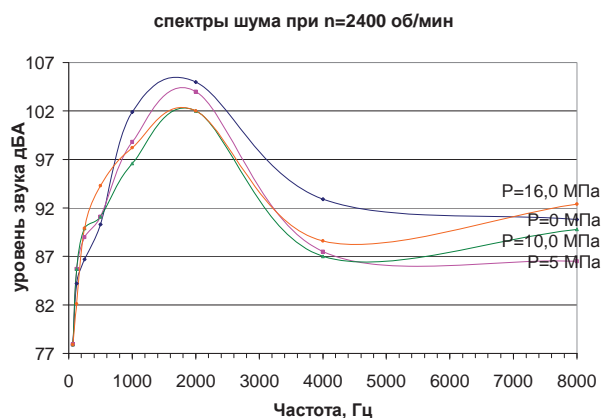


Рисунок 7 – Спектры шума насоса с повышенным коэффициентом перекрытия при разных давлениях и частоте вращения n=2400 об/мин

Источник: разработано авторами

Спектры шума насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления имеют два характерных пиковых значения.

Зубцовые частоты при частоте зубьев  $z=12$  для данного насоса имеют следующие значения при  $n=1000$  об/мин  $f_{зубц}=200$  Гц, при  $n=1500$  об/мин  $f_{зубц}=300$  Гц, при  $n=1920$  об/мин  $f_{зубц}=384$  Гц; при  $n=2400$  об/мин  $f_{зубц}=480$  Гц.

Судя по частотам, на которых проявляются пики (рис. 4-6), одно из пиковых значений проявляется на частотах 200-480 Гц (в зависимости от скоростного режима), что является результатом контактов зубьев. Второе пиковое значение имеет наибольшие значения и появляется на частотах от 1000 Гц до 1500 Гц в зависимости от скоростного режима испытания. Источник данного шума неизвестен.

**Сравнение шумовых характеристик насосов при разной нагрузке.** Результаты испытаний шумовых характеристик экспериментального насоса в зависимости от давления и его сравнительный анализ с данными серийного насоса представлены на рис. 8-9. Сравнения проводим на номинальной частоте вращения насоса.

Результат испытаний шумовых характеристик экспериментального и серийного насосов в зависимости от давления представлен на рис. 8, в зависимости от частоты вращения – на рис. 9.

Судя по графикам (рис. 8), при давлениях рабочей жидкости 4...16 МПа уровень звука экспериментального насоса ниже, чем серийного.

При максимальном давлении рабочей жидкости (16,0 МПа) разница в уровне шума составляет порядка 3,5...4 дБ.

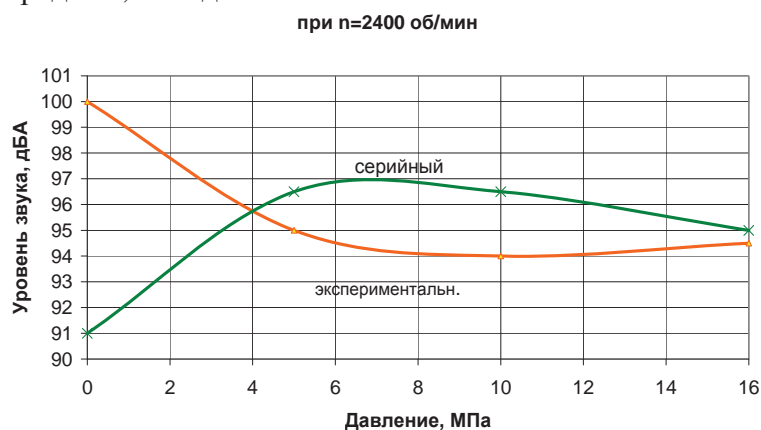


Рисунок 8 – Зависимость уровня звука от давления (при  $n=2400$  об/мин)

Источник: разработано авторами

При испытаниях на максимальном нагрузочном режиме ( $P=16,0$  МПа) во всем диапазоне оборотов экспериментальный насос имеет уровень звука меньший, чем серийный насос (рис. 9).

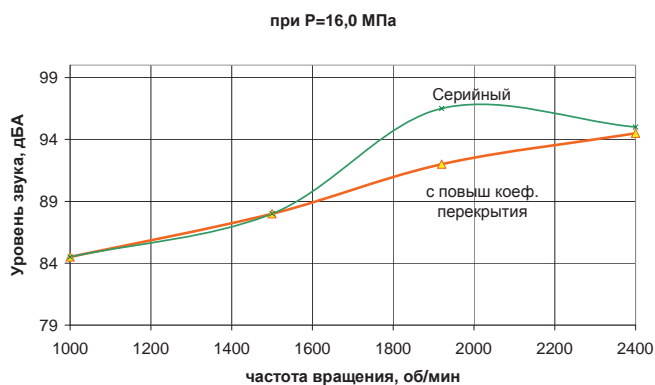


Рисунок 9 – Зависимость уровня звука от частоты вращения (при  $P=16,0$  МПа)

Источник: разработано авторами

Разница в уровне звука серийного и экспериментального насос колеблется в пределах 0,5...4,5 дБА в зависимости от скоростного режима работы.

#### **Выводы.**

1. Применение зубчатого зацепления с повышенным коэффициентом перекрытия в шестеренных насосах позволяет при минимальных затратах значительно снизить уровень излучаемого шума и, таким образом, улучшить условия работы оператора оборудования, в котором этот насос используется.

2. Насос с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления имеет максимальные значения уровня звука (100 дБА) при частоте вращения  $n=2400$  об/мин и давлении 0,0 МПа, при увеличении давления уровень звука данного насоса уменьшается. При возрастании давления (на других скоростных режимах) уровень звука практически не меняется. Шумность насоса данной конструкции в большей степени зависит от частоты вращения. С увеличением частоты вращения уровень звука возрастает на 9...14,5 дБ.

3. Спектры насоса с повышенным коэффициентом перекрытия зубчатого зацепления имеют два характерных пиковых значений. Судя по частотам, на которых проявляются пики, одно из пиковых значений проявляется на частотах около 200-480 Гц (в зависимости от скоростного режима), что является результатом контактов зубьев. Второе пиковое значение имеет наибольшие значения и появляется на частотах от 1000 Гц до 1500 Гц в зависимости от скоростного режима испытания. Источник данного шума неизвестен.

3. Сравнительный анализ экспериментального и серийного насосов позволяет утверждать, что уровень шума экспериментального насоса при давлениях рабочей жидкости 4...16 МПа ниже, чем серийного, и только при нулевом давлении имеет более высокие значения. При испытаниях на максимальном нагрузочном режиме ( $P=16,0$  МПа) во всем диапазоне оборотов экспериментальный насос имеет уровень звука меньший, чем серийный насос. Разница в уровне звука серийного и экспериментального насос колеблется в пределах 0,5...4,5 дБА в зависимости от скоростного режима работы.

#### **Список литературы**

1. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика [Текст]: [справочное пособие] / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1977. – 672 с.
2. Рыбкин Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков [Текст] / Е.А. Рыбкин, А.А. Усов – Г.: Машгиз, 1960. – 189 с.
3. Леонов А.Е. Насосы гидравлических систем и машин [Текст] / А.Е. Леонов. – М.: Машгиз, 1960. – 226 с.
4. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет [Текст] / Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
5. Рыбкин Е.А. Исследование и разработка конструкций шестеренных насосов [Текст] / Рыбкин Е.А., Усов А.А. – ЭНИМС, 1956. – 178 с.
6. Борьба с шумом на производстве: Справочник под. ред Е.Я. Юдина М.: Машиностроение 1985. – 400 с.
7. Кулешков Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен [Текст] / [Кулешков Ю.В., Черновол М.И., Без О.В., Титов Ю.А.] //Теория, конструкция и расчет.- Монография. – Кировоград: «КОД», 2009 – 243 с.
8. Кулешков Ю.В. Усовершенствование математической модели мгновенной подачи шестеренного насоса. / Кулешков Ю.В., Осин Р.А., Руденко Т.В., Матвиенко О.О. // Збірник наукових праць Кіровоградського національного технічного університету «Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація». – Кіровоград, КНТУ, 2008 – № 21 – С. 253 – 262.
9. Исследование закономерностей изменения геометрических параметров зубчатого зацепления шестеренного насоса [Текст] / Кулешков Ю.В., М.И. Черновол, Т.В. Руденко и др. //Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ, 2014. – вип. 44. – С. 31-41.



10. Скворчевский Е.А. Проектирование и изготовление гидроприводов машин с учётом обеспечения минимального уровня шума [Текст] / Е.А. Скворчевский, Ю.И. Пеккер. – М.: Мосстанкин, 1979. – 120 с.
11. ГОСТ 12.1.026-80. Шум. Определение шумовых характеристик источников шума в свободном звуковом поле над звукоотражающей плоскостью. Технический метод.
12. Мельников, В.З. Динамика и шум зубчатых передач : Учебное пособие [Текст] / В. З. Мельников, Моск. гос. индустр. ун-т (МГИУ) . – М. : Изд-во МГИУ, 2010 . – 67 с.

**Yuriy Kuleshkov, Prof., DSc., Timofey Rudenko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Mikhail Krasota, Assos. Prof., PhD tech. sci., Alexandr Matvienko, Assos. Prof., PhD tech. sci., Ruslan Osin, Assos. Prof., PhD tech. sci.**  
*Kirovohrad National Technical University, Kirovohrad, Ukraine*

#### **Experimental Research of the Noise Spectrums of a Gear Pump with the Increased Overlapping Coefficient**

The objective of the work is the experimental testing of the noise level by the lines of spectrum of the experimental gear pump with helical toothing and the comparison with the noise level of a serial pump.

The article presents the results of tests of noise characteristics of the experimental gear pump with the increased overlapping coefficient. The levels of noise, noise spectrums of the experimental gear pump with the increased overlapping coefficient and a serial pump of the analogical size with straight toothing were investigated using different operating modes. The comparative analysis of noise characteristics of the pumps under different load was carried out in order to estimate the efficiency of using increased overlapping coefficient in gear pumps from the point of view of noise reduction.

The researching of the sound level of experimental pump showed, that the using of gearing with increased ratio of overlap allows to decrease the noise level that radiated. Mainly the noise level is influenced by speed mode of work, with increasing the frequency of rotation the sound level of a pump increasing by 9...14.5 dB.

Comparative analysis of experimental and serial pumps allows to approve, that the level of noise of experimental pump with lower pressure of working liquid 4..16 MPa, and only with zero pressure has higher value. In tests on the maximal loading mode (P=16,0 MPa) in all diapason of rotation experimental pump has lower sound level, than a serial pump. Difference in the sound level of a serial pump and experimental pump is located within 0.5...4.5 dB depending on speed work mode.

**toothing, gear pump, noise**

Одержано 04.11.15

**УДК 631.354.2.026**

**Д.Г. Войтюк, проф., канд. техн. наук, чл.-кор. НААН України, С.В. Смолінський, доц., канд. техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна*

## **Щодо обґрунтування перспективної схеми стеблепідіймачів жатки зернозбирального комбайна**

В статті розроблено техніко-технологічні принципи вдосконалення пасивних стеблепідіймачів жатки зернозбирального комбайна на основі аналізу процесу піднімання стебел по їх поверхні та обґрунтовано перспективну схему стеблепідіймача, застосування якого забезпечуватиме якісне копіювання поверхні поля та повне підбирання стебел зернових культур незалежно від величини полеглисті.

**збирання зернових культур, полегли стебла, жатка зернозбирального комбайна, стеблепідіймач**

**Д.Г. Войтюк, проф., канд. техн. наук, чл.-кор. НААН України, С.В. Смолинский, доц., канд. техн. наук**

*Національний університет біоресурсів і природопользования Украины, г. Киев, Украина*

**Относительно обоснования перспективной схемы стеблеподъемников жатки зерноуборочного комбайна**

© Д.Г. Войтюк, С.В. Смолінський, 2015