

Objective - improving mathematical model material moving along a conical surface in the presence of harmonic oscillations by considering changes in the mass of grain on the sieve by sieving fraction part.

Method for studies of the dynamics of a point, which simulates the rolling element layer of grain, the mathematical description of the vibrating particles moving along the grain of the material cone sieve that rotates around a vertical axis, while harmonically oscillating in the vertical direction.

Particle moves on the surface of the rotor element up and down according to the vertical oscillation sieve. In this case, consider the motion of a particle along the axis ξ is the same as forming a conical surface and carries with it both rotational and vibrational motion for the harmonic law.

Thus found that an increase in velocity of the screening rate decreases.

In this paper the improved mathematical model of vibration displacement grain conical sieve material in the changing weight of the product in the direction of its movement.

Conclusions:

1. Compiled mathematical model of a vibrating movement of grain on the conical surface of the rotor of a centrifugal separator based on the kinetics of screening throughput fraction of grain mixture.

2. Solution of the mathematical model makes it possible to determine the mass distribution of grains in a sieve and therefore the height of the layer of grain, which makes it possible to optimize the separator intensity of screening criteria.

vibrational dynamics, dispersion material, sieve, separator

Одержано 25.10.13

УДК:621.644:621.833.15

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

Кировоградский национальный технический университет

Анализ теоретических исследований пульсации мгновенной подачи шестеренного насоса

В статье представлены результаты анализа теоретических исследований пульсации мгновенной подачи и давления в процессе рабочего цикла подачи шестеренного насоса.

шестеренный насос, пульсация, мгновенная подача

Ю.В. Кулешков, Т.В. Руденко, М.В. Красота, К.Ю. Кулешкова

Кіровоградський національний технічний університет

Аналіз теоретичних досліджень пульсації миттєвої подачі шестеренного насоса

В статті представлені результати аналізу теоретичних досліджень пульсації миттєвої подачі і тиску в процесі робочого циклу подачі шестеренного насоса.

шестеренний насос, пульсація, миттєва подача

Актуальность. Шестеренный насос (НШ) является один из наиболее востребованных объемных насосов, используемых в гидроприводах машин самого разнообразного назначения. При сравнении технических характеристик объемных насосов, представленных в работах [1, 2] отмечено, что всем типам объемных насосов, за исключением винтовых, присуще такое негативное качество, как пульсация мгновенной подачи (МПП) и давления.

Разработка и исследование методов снижения пульсации МПП и давления НШ является актуальной научно-технической проблемой, которая имеет важное значение для развития насосостроения в Украине.

Постановка проблеми. Проблемі пульсації подачі і тиску слід приділити особливу увагу. Це пов'язано з тим, що, незважаючи на те, здавалося б, добротну теорію пульсації МГП, результати експериментальних досліджень часто суперечливі і не відповідають в повній мірі результатам теоретичних досліджень.

Вказана науково-технічна проблема включає в себе ряд складових. Першою складовою є аналіз результатів відомих теоретичних досліджень на предмет виявлення теорій або аналітичних залежностей пульсації МГП і тиску, що дозволяють вирішити сформульовану проблему, що дасть можливість знизити пульсації МГП і тиску.

Зв'язок проблеми з важливими науковими і практичними завданнями. Розглядавана проблема пов'язана з важливими науковими і практичними завданнями розвитку вітчизняного насосостроєння. Підвищення технічного рівня НШ буде сприяти підвищенню їх конкурентоспроможності, збільшенню області їх застосування і розвитку гідроприводу в цілому.

Визначення цілей і завдань досліджень. Одним з найближчих напрямків удосконалення шестеренного насоса є усунення недоліків, властивих робочому процесу подачі шестеренного насоса. Таким чином, метою досліджень є аналіз відомих теоретичних розробок і вибір напрямку досліджень по зменшенню пульсації подачі НШ.

Виклад матеріалу з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів. Величину пульсації вимірюють ступенем нерівномірності подачі (СНП), яку визначають, як відношення різниці максимального і мінімального значень подачі до максимального значення подачі [3]:

$$\sigma = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\max}}, \quad (1)$$

або як відношення різниці максимального і мінімального значень подачі до середнього значення подачі [3]:

$$\sigma = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{0,5(q_{\max} + q_{\min})}. \quad (2)$$

Ступінь нерівномірності подачі через параметри зубчатого зацеплення (33) можна виразити залежністю виду [3]:

$$\sigma = \frac{3 (\pi \cos \alpha_0)^2}{24 z \chi + (\pi \cos \alpha_0)^2}, \quad (3)$$

де α_0 - кут початкового профілю, мм;

χ - коефіцієнт висоти головки зуба, $\chi = 0,8 \dots 1,25$.

З рівняння (3) випливає, що СНП обернено пропорційна кількості зубів шестерні, а також залежить від кута початкового контуру - α_0 . Цей висновок збігається з висновком основних робіт, присвячених дослідженню НШ [1- 23].

Ступінь нерівномірності подачі НШ з циліндричними евольвентними шестернями Т.М. Башта пропонує визначити відповідно до формули [7]:

$$\sigma_{cp} = 1,25 \frac{\cos^2 \alpha}{z}. \quad (4)$$

Пульсація потоку рідини, подаваної НШ за один оборот, виникає з частотою, рівною кількості зубів ведучої шестерні. Пульсація подачі повторюється при

повороте шестерен на угол, соответствующий одному угловому шагу, а амплитуда пульсации зависит от угла зацепления и числа зубьев. Амплитуда колебаний подачи рабочей жидкости (РЖ) первой гармоники для прямозубых шестерен равна разности между наибольшим и наименьшим значениями МГП. Ее определяют в соответствии с выражением [7]:

$$A = \frac{\pi^2 \varepsilon \omega^2 r_0^2 b}{z^2}, \quad (5)$$

где ε - коэффициент перекрытия зубчатого зацепления (33);

ω - угловая скорость ведущей шестерни, с^{-1} ;

r_0 - радиус основной окружности, мм;

b - ширина шестерни, мм.

Пульсация подачи вызывает пульсацию давления в магистрали гидросистемы, причем амплитуда пульсации давления может, вследствие того, что РЖ обладает высоким модулем упругости, значительно превосходить амплитуду пульсации подачи. Пульсация отрицательно сказывается на работе агрегатов и гидросистем.

Шестерни с большим числом зубьев обеспечивают, при прочих равных условиях, более равномерный поток РЖ [1- 23].

На рис. 1 приведены расчетные графики колебания подачи и давления для насосов с шестернями с числом зубьев $z_1 = 10$ и $z_1 = 12$ [7] величина которых, судя из рис. 1 составляет 15...20 %.

Неравномерность подачи РЖ можно уменьшить, если шестерни выполнить составными, смещенными одна относительно другой. Нами предлагается уменьшить пульсацию подачи и давления НШ путем использования шестерен со смещенными венцами. Способ защищен патентом Украины № 18425 [24]. Пульсация потока существенно уменьшается, по мнению Т.М. Башты, при использовании косозубого или шевронного зацепления [7].

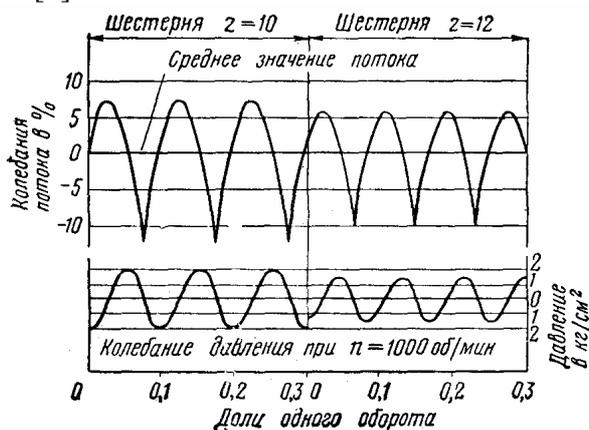
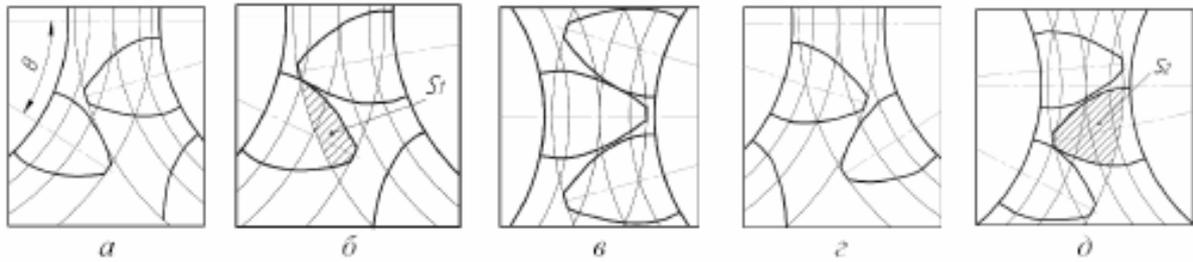


Рисунок 1 - Графики колебания подачи и давления РЖ в НШ по [7]

Ряд серьезных теоретических публикаций появившихся в последнее время в России и в дальнем зарубежье свидетельствует о возросшем интересе исследователей к теоретическим аспектам работы НШ, в частности к теории МГП НШ [25- 32].

В работах [33, 34] авторами разработана математическая модель МГП НШ основанная на классической физической модели (ФМ) подачи РЖ, состоящей в том, что РЖ вытесняется из межзубовой впадины объемом набегающего зуба сопрягаемой шестерни. На рис. 2 представлены фазы зацепления зубьев шестерен в процессе вытеснения РЖ из межзубовой впадины.



а, г - начальный момент вытеснения; б – промежуточный момент; в, д – конечный момент
 Рисунок 2 - Фазы зацепления шестерен при вытеснении РЖ зубами ведущей (а, б, в) и ведомой шестерен (г, д) [33]

Теоретическая зависимость производительности насоса от угла поворота шестерен имеет сложный разрывной характер и определяется суммарной подачей при работе зубьев ведущей и ведомой шестерен [33]:

$$Q_H = b \omega \left(\frac{dS_1(\varphi)}{d\varphi} + \frac{dS_2(\varphi)}{d\varphi} \right), \quad (6)$$

где $S_1(\varphi)$ и $S_2(\varphi)$ - мгновенные площади РЖ вытесненные зубьями ведущей и ведомой шестерен из соответствующих межзубовых впадин (рис. 2);

b - ширина шестерни.

φ - текущий угол поворота;

ω - частота вращения шестерен.

На рис. 3 показана предложенная графоаналитическая зависимость безразмерного расхода в зоне нагнетания и всасывания от угла поворота шестерни, полученная суммированием расходов, вытесняемых зубьями ведущей и ведомой шестерен [33].

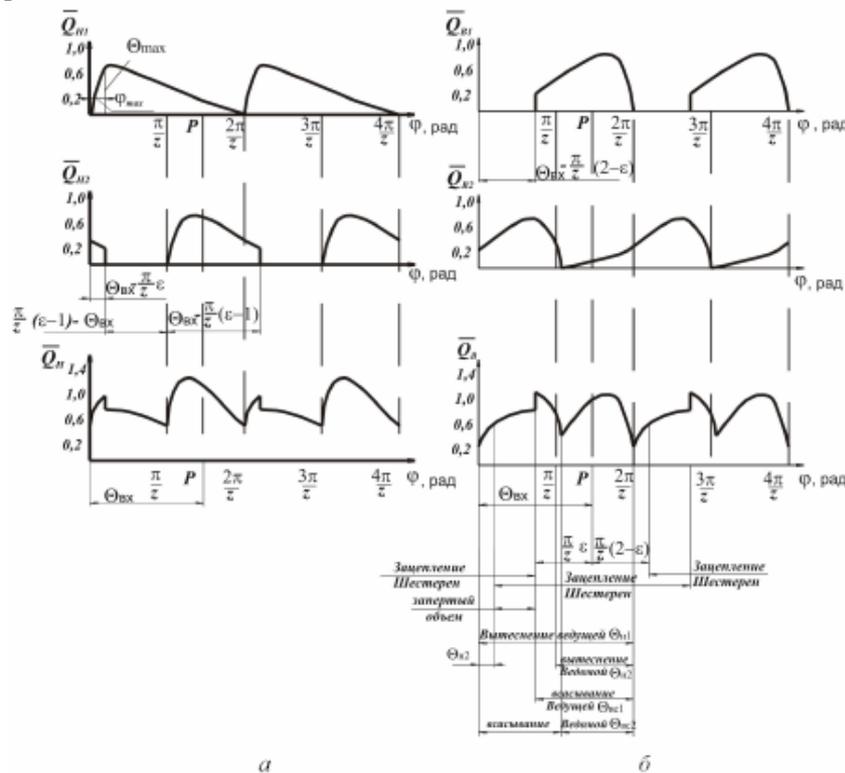


Рисунок 3 - Зависимость теоретической мгновенной подачи вытеснения (а) и заполнения (б) межзубовых впадин качающего узла НШ от угла поворота [33]

Величины $Q_{H1}(\varphi)$ и $Q_{H2}(\varphi)$ получены графическим дифференцированием мгновенных вытесняемых объемов жидкости по формулам (с использованием САД технологии или САД – процедур) [33]:

$$Q_{H1}(\varphi) = \omega b \frac{\Delta S_1(\varphi)}{Q_{cp}}, \quad (7)$$

$$Q_{H2}(\varphi) = \omega b \frac{\Delta S_2(\varphi)}{Q_{cp}}, \quad (8)$$

$$Q_{cp} = \frac{\omega b z S_z}{\pi}, \quad (9)$$

где Q_{cp} - средний вытесняемый расход;

S_z - площадь зуба;

z - число зубьев;

$\Delta S_1(\varphi)$ и $\Delta S_2(\varphi)$ - изменение мгновенных площадей при повороте шестерен на малый угол - $\Delta\varphi$.

Аналогично была получена зависимость безразмерного расхода в зоне всасывания - $Q_B(\varphi)$.

За один цикл зацепления происходят процессы вытеснения и заполнения межзубовых впадин РЖ через равные углы π/z . Поэтому можно предположить, что основной частотой процесса вытеснения и заполнения является вторая зубцовая гармоника. Для подтверждения данного предположения полученные зависимости были представлены в виде суммы постоянных и переменных составляющих расходов $Q_{H1}(\varphi)$ и $Q_{H2}(\varphi)$. На рис. 4 показаны временные зависимости этих величин [33]:

$$Q_H = Q_{Hcp} + \delta Q_H, \quad (10)$$

$$Q_B = Q_{Bcp} + \delta Q_B \quad (11)$$

для авиационного топливного насоса со следующими параметрами: $z = 11$, $m = 6$ мм, $p = 10$ МПа, $n = 80$ об/с.

Далее в [33] представлена таблица, в которой приведены в сравнении расчеты неравномерности подачи по Е.М. Юдину $\sigma_\epsilon = 23,4\%$ [3] и по предлагаемой модели $\sigma_{np} = 63,0\%$, что в 2,69 раз больше чем по базовому варианту.

В статье [34] и в диссертации Л.В. Родионова [35] произведено уточнение предлагаемой модели с использованием аппарата математического векторного моделирования. В результате пульсация подачи НШ по уточненной модели еще более возросла и достигла значения $\sigma_{np} = 73,0\%$, что в 3,11 раз больше чем по базовому варианту.

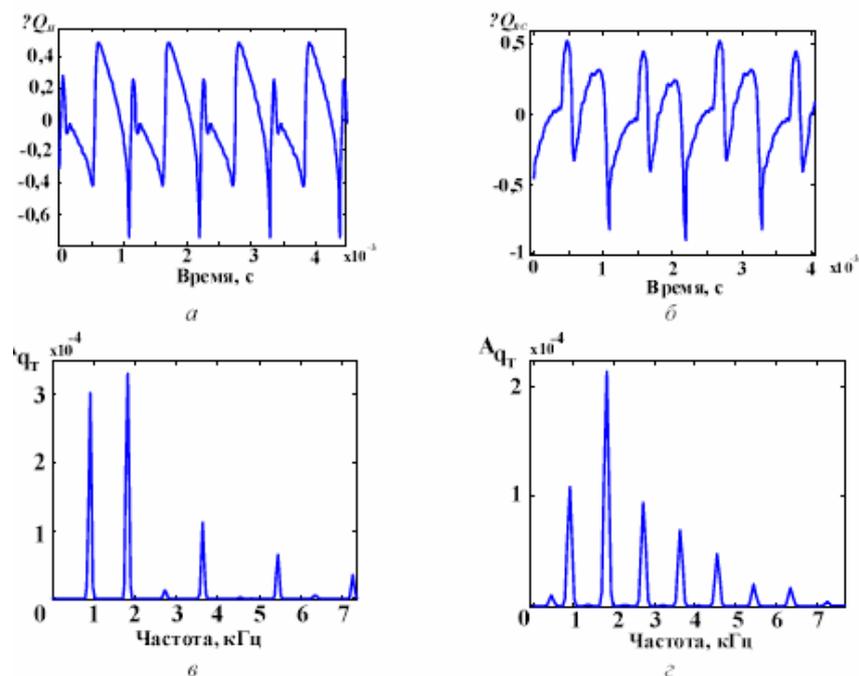


Рисунок 4 - Временные зависимость составляющих расходов и их спектрального разложения δQ_H , δQ_B (а, б) и их спектральные характеристики (в, г) [33, 34]

Детальную проработку элементов математической модели (ММ) МГП, использование современных методов математического моделирования и методов обработки информации следует отнести к сильным сторонам описанного исследования. Однако, неточности в исходных предпосылках, отсутствие проработанной физической модели (ФМ) подачи, а также отсутствие интерпретации полученных результатов приводит к существенным неточностям в результатах исследований. Пульсация подачи в соответствии с предлагаемой ММ более чем в три раза превосходит пульсацию подачи, в соответствии с традиционными представлениями об этом процессе [3], что требует серьезного подтверждения.

Помимо этого авторы [33-35] не обратили внимания на то, что не только зуб вытесняет РЖ из межзубовой впадины, но и межзубовая впадина движется навстречу зубу. А поскольку объем межзубовой впадины в 1,3...1,5 раза больше чем объем зуба, то в формулах (2.35) и (2.36) в знаменателе вместо $\Delta\phi$ должно стоять выражение $(2,3...2,5)\Delta\phi$, что и позволит получить неравномерности подачи в пределах $\sigma_\phi = 25...27\%$, что практически соответствует расчетам неравномерности подачи по базовому варианту [3].

В диссертационной работе Суреша Беби Касарагадда, выполненной в Высшей школе Университета Миссури-Колумбия (США) под руководством доктора Noah D. Manring [27] уделено большое внимание теоретическим исследованиям пульсации подачи РЖ НШ. Была получена зависимость подачи, которая идентична формуле Е.М. Юдина для определения рабочего объема насоса с разным числом зубьев [3]

$$V_0 = \pi b \left[R_{e1}^2 + R_{e2}^2 \frac{r_1}{r_2} - (r_1 - r_2)r_1 - \left(1 + \frac{r_1}{r_2}\right) k \frac{t_0^2}{3} \right], \quad (12)$$

где R_{e1} и R_{e2} - радиусы вершин головок шестерен насоса, мм;
 r_1 и r_2 - радиусы начальных окружностей шестерен, мм;

k - коэффициент, зависящий от коэффициента перекрытия ЗЗ;

$t_0(x)$ - шаг зацепления, мм.

Построенные в соответствии с зависимостью (12) графики для НШ с разным числом зубьев шестерен представлены на рис. 5.

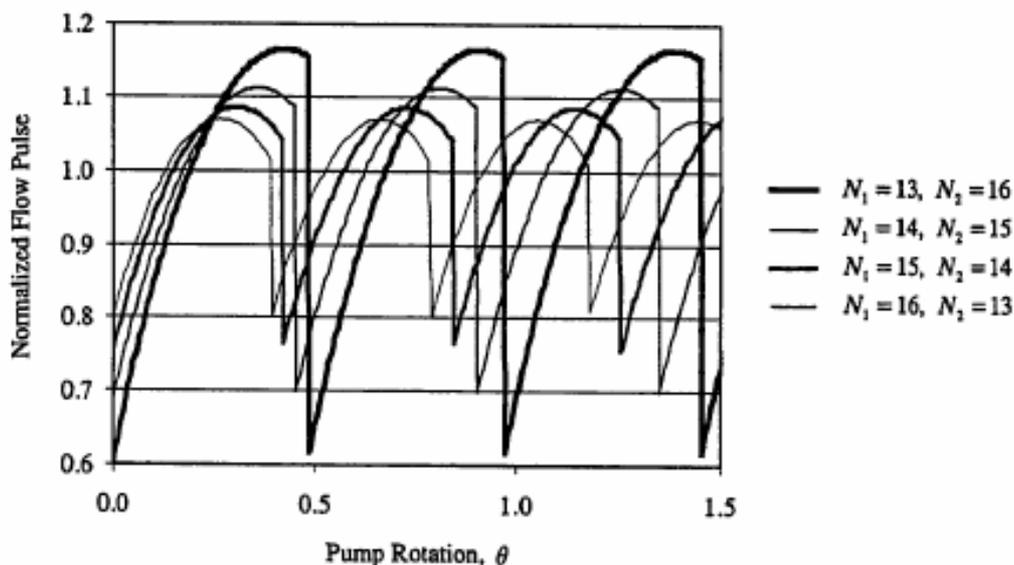


Рисунок 5 - Теоретические зависимости мгновенной подачи НШ от угла поворота шестерен в зависимости от числа зубьев шестерен [27]

Из рис. 5, видим, что максимальная СНП составляет $\sigma_{np} = 63,0\%$, что практически точно повторяет результаты исследований Л.В. Родионова [33-35]. С увеличением числа зубьев ведущей шестерни пульсация уменьшается, достигая значения $\sigma_{np} = 28,0\%$, что выглядит более правдоподобно.

В работах итальянских специалистов [27-32, 36] ММ МГП создаются основываясь на ФМ, основные идеи которой представлены на рис. 6 и в соответствии с зависимостью:

$$\Delta W = \Delta W_1 + \Delta W_2 - \Delta W_3 - \Delta W_4 + \Delta W_5, \quad (13)$$

где $\Delta W_1, \dots, \Delta W_5$ - объемы, вытесняемые соответствующими поверхностями зубьев шестерен, показанные на рис. 6.

В указанных публикациях [27-32, 36] не приведены аналитические выражения для составляющих зависимости (13), что затрудняет оценку предлагаемой ММ МГП НШ. Однако результаты, полученные авторами этих публикаций [27-32, 36] говорят о том, что проводимые ими исследования лежат в русле новых направлений, совпадающих с нашими исследованиями.

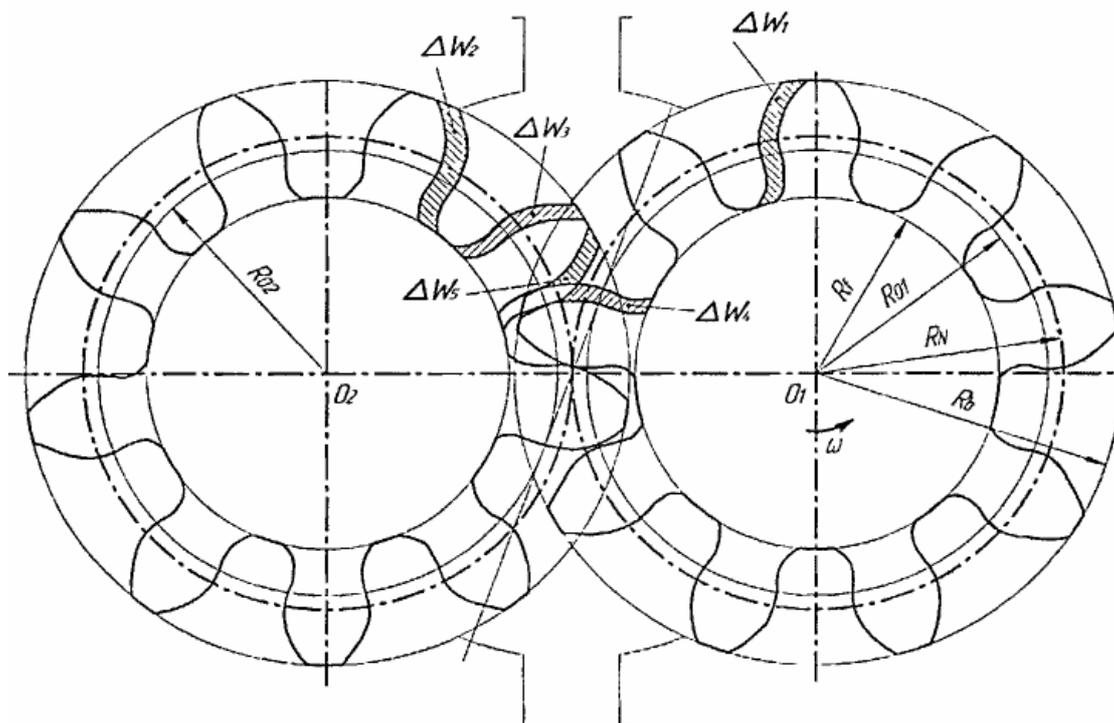


Рисунок 6 - Схема, ілюструюющая принцип процесу подачі в НШ [27-32, 36]

В статье итальянских авторов Casoli P., Vacca A., Berta G. L. (Департамент промышленной инженерии, Университет Пармы Viale) [28], посвященной исследованию и оптимизации параметров разгрузочных канавок НШ уделено внимание и проблеме пульсации МГП НШ.

На рис. 7 представлен график пульсации подачи (правая шкала) и давления (левая шкала) в безразмерных единицах от угла поворота шестерни. Достоинством этого графика явилось то, что авторы исследовали проблему снижения давления в отсеченной полости НШ, что связано с возникновением кавитации, а исследование пульсации подачи было побочным результатом, что позволяет говорить о повышенной ценности полученных результатов, поскольку авторы в этих результатах заинтересованы не были.

Из рис. 7 видим, что пульсация подачи и давления не превосходит 3...4 %, что на первый взгляд может показаться ошибкой.

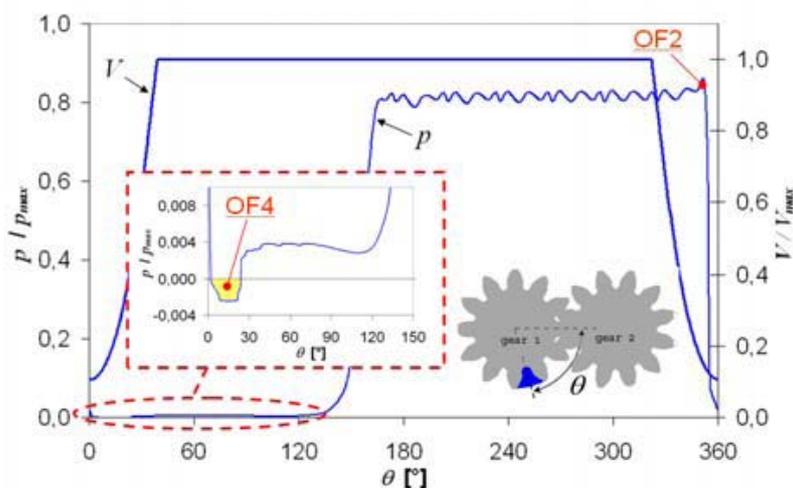


Рисунок 7 - Теоретическая зависимость давления и подачи от угла поворота ведущей шестерни [28]

Публикация Го Яо Хуана и Чи Чи Чена, представляющих Инженерно-механический факультет, Чунг Хуа университета № 707 в г. Синьчжу, Тайвань, посвящена кинематической оптимизации подачи НШ внешнего зацепления. Но большое внимание уделено также исследованию пульсации подачи НШ. На рис. 9 представлены графики зависимости пульсации подачи от угла поворота шестерен и от коэффициента высоты головки зуба. Расчеты степени неравномерности подачи, приведенные в статье, составляет $\sigma = 27,0\%$ и подтверждаются графиком на рис. 8 [30].

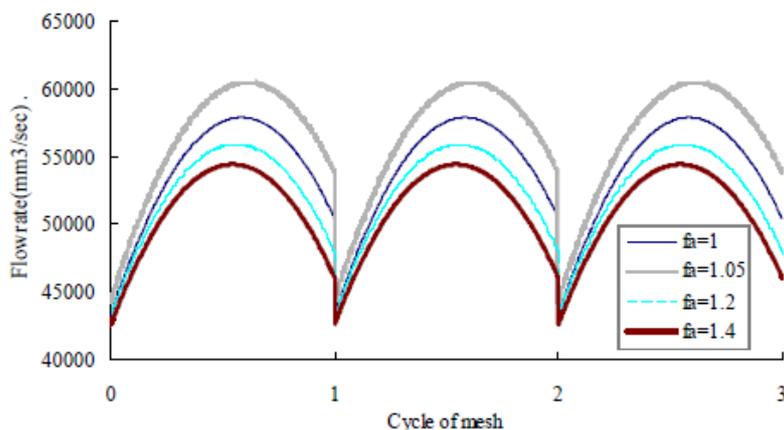


Рисунок 8 - Теоретические зависимости мгновенной подачи НШ от угла поворота шестерен и в зависимости от коэффициента высоты головки зуба [30]

Помимо этого в анализируемой работе подробно рассмотрено влияние параметров ЗЗ НШ на пульсацию подачи.

На рис.9 представлено зависимость степени неравномерности подачи от числа зубьев шестерен. При этом в соответствии с представленным графиком авторы утверждают, что с ростом числа зубьев степень неравномерности подачи НШ уменьшается, что вполне согласуется с традиционными представлениями об этом процессе [30].

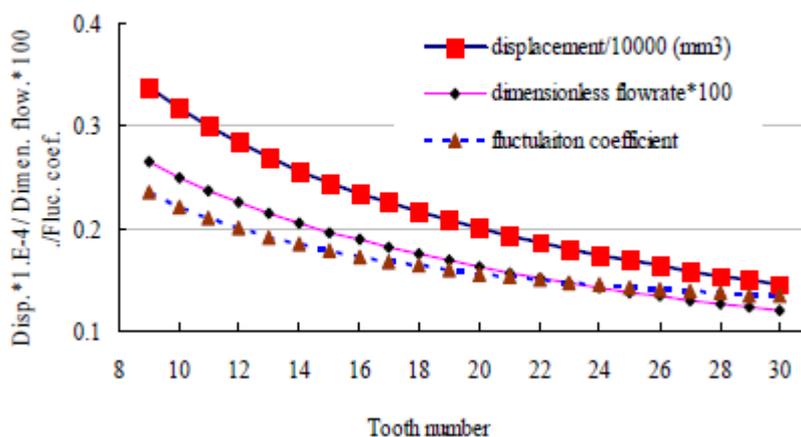


Рисунок 9 - График теоретической зависимостей мгновенной подачи шестеренного насоса (нижний) от числа зубьев шестерен ($z=9...30$) [30]

На рис. 10 представлены зависимость степени неравномерности подачи от модуля зубчатого зацепления. Из рис. 10 видим, что с ростом модуля зубчатого зацепления растет и степень неравномерности подачи НШ [30].

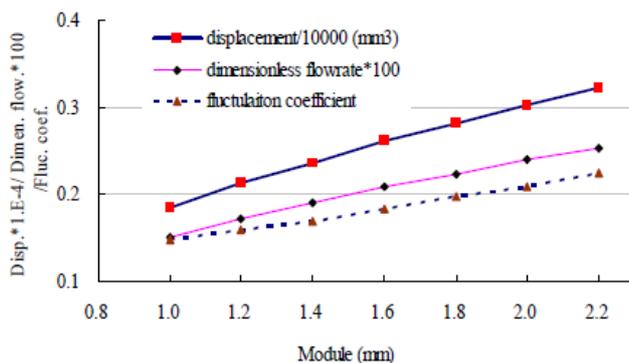


Рисунок 10 - График теоретической зависимостей мгновенной подачи шестеренного насоса (нижний) от модуля ($m=1...2,2$ мм) [30]

Из рис. 11 видим, что с ростом угла зацепления $\alpha = 12^0...29^0$ степень неравномерности подачи НШ также возрастет, хотя и с небольшой скоростью [30].

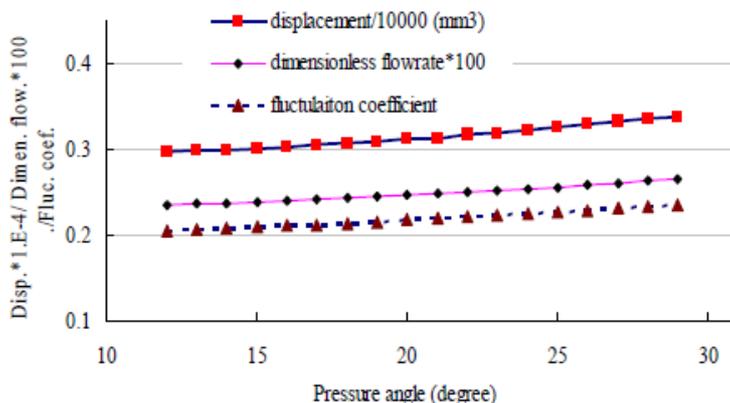


Рисунок 11 - График теоретической зависимостей мгновенной подачи шестеренного насоса (нижний) от угла зацепления ($\alpha=12...29^0$) [30]

Особый интерес представляют собой результаты исследований пульсации подачи, представленные Paolo Casoli, Andrea Vacca и Germano Franzoni в статье [31]. Особенностью этой статьи является глубокий подход и тщательный анализ полученных результатов теоретических исследований и их проверка проведением экспериментальных исследований.

Особенностью упомянутых теоретических исследований явилось то, что ММ процесса МГП моделировали в специальной программной среде. После чего полученные результаты проверяли экспериментально.

На рис. 12 представлены в сравнении результаты моделирования подачи НШ и результаты экспериментального исследования процесса подачи. Моделировали насос фирмы Casappa с рабочим объемом насоса $V_0 = 11,23$ см³ с максимальной частотой вращения $n = 3600$ об/мин и числом зубьев шестерен $z = 12$ [31]. Из рис. 3 видим, что при частоте вращения привода НШ $n = 2000$ об/мин продолжительность первой (оборотной) гармоника составляет:

$$t_{об} = \frac{60}{n} = \frac{60}{2000} = 0,03 \text{ с,}$$

а ее частота составляет 33,3 Гц.

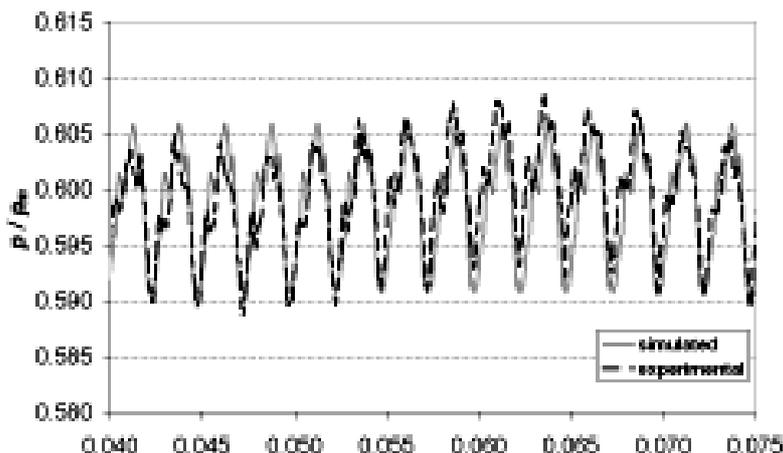


Рисунок 12 - Графики теоретически смоделированной и экспериментально определенной пульсации подачи НШ при частоте вращения $n=2000$ об/мин [31]

Первую гармонику, продолжительность которой $t_{об} = 0,03$ с и частота 33,3 Гц можно увидеть на рис. 12 она представляет собой длинную волну с периодом в 12 зубцов [31]. Появление этой гармоники авторы [31] связывают с неточностью изготовления шестерен насоса.

Вторая (зубцовая) гармоника легко различима - на рис. 12 она представлена характерными зубцами. Продолжительность второй (зубцовой) гармоники составляет:

$$\tau = \frac{t_{об}}{z} = \frac{0,03}{12} = 0,0025 \text{ с,}$$

где $t_{об}$ - время, за которое насос совершает один оборот, которое составляет $t_{об} = 0,03$ с при частоте вращения $n = 2000$ об/мин.

А частота второй (зубцовой) гармоники составляет 400 Гц [31]. Появление второй гармоники в процессе подачи НШ авторы не комментируют.

Из рис. 12 видим, что степень неравномерности подачи от второй зубцовой гармоники составляет $\sigma_2 = 2,5\%$, а от первой оборотной гармоники $\sigma_1 = 1,25\%$.

На рис. 13 представлены результаты спектрального анализа пульсации давления при частоте вращения $n = 1500$ об/мин. Этот график наглядно представляет анализ первичной информации о пульсации подачи НШ [31].

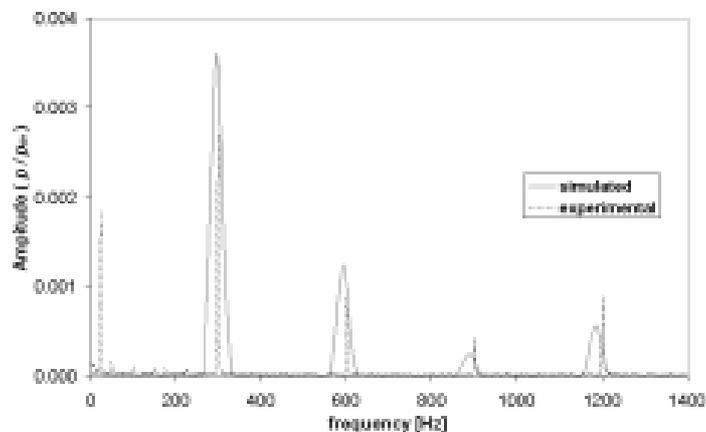


Рисунок 13 - Результат спектрального анализа теоретически смоделированной и экспериментальной определенной пульсации подачи шестеренного насоса при частоте вращения $n=1500$ об/мин [31]

На рис. 13 видим, что первая обратная гармоника имеет частоту $1500/60 = 25$ Гц, а частота второй зубцовой гармоники составляет $25 \cdot 12 = 300$ Гц. При этом соотношение амплитуд второй по отношению к первой составляет $A_2 / A_1 \approx 2,0$, что совпадает с результатами нашего анализа графика СНП, представленного на рис. 12.

К недостаткам известных теоретических исследований следует отнести тот факт, что ни в одном из упомянутых источников не предприняты попытки объяснить причины или механизм пульсации МГП и давления рабочей жидкости в НШ. Исключением из этого явились работы итальянских исследователей [27, 28, 31, 32], в которых явление пульсации объясняется погрешностью изготовления зубьев шестерен, а также результаты наших теоретических исследований [2, 23], в соответствии с которыми причиной пульсации является то, что сумма квадратов радиусов, соединяющих центры вращения шестерен с точкой зацепления зубьев шестерен на линии зацепления изменяется по параболической зависимости в зависимости от угла поворота шестерен.

Выводы. Анализ публикаций, посвященных изучению пульсации МГП и давления, показал чрезвычайно широкий интервал разброса степени неравномерности подачи - от 1,25% до 73%.

Это свидетельствует об отсутствии адекватной теоретической базы для описания процесса МГП НШ, что сопровождается неоднозначностью и противоречивостью приводимых результатов. Более того, до настоящего времени отсутствует понимание причин возникновения пульсации подачи и давления в НШ с физической точки зрения. Иными словами, отсутствует физическая модель процесса мгновенной подачи НШ.

Таким образом, противоречивые сведения о пульсации мгновенной подачи и давления свидетельствуют о том, что разработанные физические и математические модели процесса мгновенной подачи НШ не в состоянии до конца объяснить явление пульсации.

Все это является сдерживающим фактором для дальнейшего совершенствования конструкции НШ и предполагает необходимость в проведении анализа результатов теоретических и экспериментальных данных, и на основе этого анализа проведения новых углубленных теоретических и экспериментальных исследований процесса подачи РЖ в НШ.

Список литературы

1. Козерод Ю.В. Исследование влияния геометрических параметров зацепления на качественные показатели шестеренного насоса: диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук: / Козерод Юрий Валерьевич. – М. Московский институт инженеров железнодорожного транспорта, 1977. – 150 с.
2. Кулешков Ю.В. Шестеренные насосы с асимметричной линией зацепления шестерен / [Кулешков Ю.В., Черновол М.И., Без О.В., Титов Ю.А.] //Теория, конструкция и расчет.- Монография – Кировоград: «КОД», 2009. – 243 с.
3. Юдин Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Юдин Е.М. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
4. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / [Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 593 с.
5. Гидравлика, гидромашин и гидроприводов: [учебник для машиностроительных вузов] / [Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. и др.]. – [2-е изд., перераб.]. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с.
6. Барышев В.И. Повышение технического уровня и надежности гидропривода тракторов и сельхозмашин в эксплуатации: дис. на соиск. ученой степени доктора. техн. наук: / Барышев Валерий Иванович. – Челябинск, Государственный ордена Трудового Красного Знамени НИИ тракторный институт (НАТИ) (Челябинский филиал), 1989. – 461 с.
7. Башта Т.М. Расчеты и конструкция самолетных гидравлических устройств / Башта Т.М. – [3-е изд. перераб. и доп.] – М.: Гос. научно-технич. издат. Оборонгиз, 1961. – 475 с.
8. Рыбкин Е.А. Шестеренные насосы для металлорежущих станков / Рыбкин Е.А., Усов А.А. – Г.:

- Машгиз, 1960. – 189 с.
9. Лурье З.Я. Математическая модель качающего узла шестеренного насоса, как объекта многокритериальной оптимизации / Лурье З.Я., Коваленко И.В.// Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – № 3 (29) – С.9-13.
 10. Башта Т.М. Гидравлические приводы и агрегаты металлорежущих станков / Башта Т.М. – Машгиз, 1936. – 236 с.
 11. Коловратные роторные насосы: [Энциклопедический справочник машиностроителя] / Прокофьев В.Н. – Машгиз, т. 12. – 1948. – С. 398 - 401.
 12. Рыбкин Е.А. Исследование и разработка конструкций шестеренных насосов / Рыбкин Е.А., Усов А.А. – ЭНИМС, 1956. –178 с.
 13. Юдин Е.М. Шестеренные насосы / Юдин Е.М. – Оборонгиз, 1957. – 173 с.
 14. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: [справочное пособие] / Башта Т.М. – М.: Машиностроение, 1977. – 672 с.
 15. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины коловратного типа / Осипов А.Ф. // Теория, конструкция, проектирование. – М.: Машиностроение, 1971. – 207 с.
 16. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем: [учебник для вузов] / Башта Т.М. – М.:Машиностроение, 1974.– 606 с.
 17. Кулешков Ю.В. Дослідження працездатності шестеренного насоса з регульованою подачею. / Кулешков Ю.В., Руденко Т.В., Бевз О.В. // Промислова гідраліка і пневматика № 3 (13) 2006.– С. 98 -102.
 18. Чиняев И.А. Роторные насосы: [справочное пособие] / Чиняев И.А. – Л.: Машиностроение, 1969. – 216 с.
 19. Башта Т.М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты: [конструкция и расчет] / Башта Т.М. – М.: Гос. издат. оборонной промышленности, 1951. – 356 с.
 20. Леонов А.Е. Насосы гидравлических систем и машин / Леонов А.Е. – М.-К.: Машгиз, 1960 – 226 с.
 21. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. / Башта Т.М. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1967. – 495 с.
 22. Башта Т.М. Объемные гидравлические приводы / Башта Т.М. – М.: Машиностроение, 1969. – 628 с.
 23. 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.
 24. Патент на корисну модель № 18425 (Україна) МПК⁷ F04C2/08. Шестеренна гідромашина зовнішнього зачеплення. /Ю.В. Кулешков, О.В. Бевз, Т.В. Руденко, В.В. Бородавкін, К.Ю. Кулешкова; заявник та власник патенту КНТУ. – u200604179; заявл. 14.04.2006; опубл. 15.11.2006, Бюл. № 11.
 25. Mayr A. Hydrostatische Tahrnantriebe // O+P "Olhydraulik und Pneumatik". - 1985. - Vol. 29, № 7. - S. 516 - 525.
 26. Helmer O. The Systematic Use of Expert Judgment on Operation Research. Proceeding of 3-th infors Conference. Oslo. 1963.
 27. The theoretical flow ripple of an external gear pump a Thesis presented lo the Faculty of the Graduate School University of Missouri-Columbia In Partial Fulfillment Of the Requirements for the Degree Master of Science By suresh babu kasaragadda dr. Noah d. Manring. Thesis Supervisor december 2003.
 28. Casoli P., Vacca A., Berta G. L. Optimization of relevant design parameters of external gear pumps. Department of Industrial Engineering, University of Parma Viale G. P. Usberti 181/A, 43100 Parma, Italy. Электронный ресурс <http://www.jfps.jp/proceedings/toyama2008/pdf/p1-05.pdf>.
 29. Andrea Vacca Projects GearUnits / A. Vacca - Purdue University, 2006. Режим доступа к работе: https://engineering.purdue.edu/Maha_AVteam/research%20projects/ProjectsGearUnitsSept16.pdf.
 30. Kinematic Displacement Optimization of External Helical Gear Pumps Kuo Jao Huang and Chih Chieh Chen. Department of Mechanical Engineering, Chung Hua University No. 707, Sec.2, Wu-Fu Rd., Hsinchu, Taiwan, 300 R.O.C.
 31. A numerical model for the simulation of external gear pumps. Paolo casoli, Andrea Vacca and Germano Franzoni Dipartimento di Ingegneria Industriale Università degli Studi di Parma Parco Area delle Scienze 181/A, 43100 Parma, Italy.
 32. P. Casoli, A. Vacca, G.L. Berta. A numerical model for the simulation of flow in hydraulic external gear machines [Tener]: Power Transmission and Motion Control. 2006.-P. 147-165.

33. А. Н. Крючков. Исследование неравномерности подачи жидкости шестеренным качающим узлом. / А. Н. Крючков, Л. В. Родионов, М. С. Гаспаров, Е. В. Шахматов. // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, №1.- 2007. - С. 257 -262.
34. Б.Б. Косенок, Математическое векторное моделирование пульсаций подачи жидкости шестеренным качающим узлом. / Б.Б. Косенок, А.Н. Крючков, Л.В. Родионов, Е.В. Шахматов. // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, т. 11, №3.- 2009.- С. 28 – 37.
35. Родионов Л. В. Разработка методов расчета и улучшения динамических характеристик шестеренных насосов. Дисс. канд. техн. наук / Родионов Леонид Валерьевич. – Самара: 2009. – 154 с.
36. Andrea V. Modelling and experimental validation of external spur gear machines for fluid power applications / Andrea V., Guidetti M. - MAHA Fluid Power Research Center, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, CASAPPA SPA, Cavalli di Collecchio, Parma, Italy – 2011. Режим доступа к работе: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1569190X11001018>

Yuriy Kuleshkov, Tatyana. Rudenko, Mikhail Krasota, Katya Kuleshkova

Kirovograd National Technical University

The analysis of theoretical studies ripple instant delivery of pump

The purpose of research is the analysis of the known theoretical studies devoted to reducing ripple instantaneous flow and pressure gear pumps.

Analysis of the publications on the study instantaneous flow pulsation, showed an extremely wide range of variation of degree of uneven flow - from 1.25% to 73%.

The results showed that the available scientific information on the work of an instant surge flow and pressure are contradictory and indicate that the developed physical and mathematical model of the process instantaneous flow gear pump is unable to fully explain the phenomenon of pulsation. It is a deterrent to further improve the design of pump and includes a comparative analysis of the results of theoretical and experimental data and on the basis of the new in-depth theoretical and experimental studies of the process fluid supply in gear pumps.

gear pump, pulsation, instantaneous feed

Одержано 30.10.13

УДК 631.312

С.М. Лещенко, доц., канд. техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук

Кіровоградський національний технічний університет

Технічне забезпечення збереження родючості ґрунтів в системі ресурсозберігаючих технологій

Робота присвячена огляду та аналізу способів і технічних засобів для зменшення переущільнення ґрунтів, а отже – створення передумов збереження і підвищення родючості. Проаналізовано причини і наслідки руйнування структури ґрунту, особливості впливу окремих ґрунтообробних робочих органів на врожайність і стан родючого горизонту. Наведені витрати пального на основні технологічні операції обробітку ґрунту та запропоновані альтернативні способи основного обробітку на основі технологій ґрунто- та ресурсозбереження. Після класифікації видів чизелювання ґрунтів та відповідних робочих органів для здійснення означених операцій, запропоновано новий універсальний чизельний культиватор ЧН-4.

чизельне ґрунтообробне знаряддя, переущільнення ґрунтів, ущільнена підорна підшва, зниження родючості, інфільтраційні властивості