

**МАШИНИ І ЗАСОБИ МЕХАНІЗАЦІЇ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОГО ВИРОБНИЦТВА**

УДК 621.644:621.833.15

**ТРЕХМЕРНОЕ ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО
ПРОЦЕССА ОПТИМАЛЬНОГО ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА**

Лурье З.Я., д.т.н.,

Национальный технический университет

«Харьковский политехнический институт»

Панченко А.И., д.т.н.,

Таврический государственный агротехнологический университет

Соловьев В.М., к.т.н.,

*Государственное предприятие «Харьковское конструкторское бюро
по машиностроению им. А.А. Морозова»*

Гасюк А.И., к.т.н.

Национальный технический университет

«Харьковский политехнический институт»

Тел. (057) 707-66-46

Аннотация – в статье обсуждается вопрос формирования научного направления в области проектирования шестеренных насосов внешнего зацепления, основанного на сочетании многокритериальной оптимизации параметров зубчатой передачи качающего узла и трехмерного численного моделирования гидродинамических процессов. Предложена математическая модель с использованием в исходных данных бокового зазора и коэффициента высоты ножки зуба, на основе которой выполняется многокритериальная оптимизация. Применительно к насосу с рабочим объемом 32 см³ и максимальным давлением 16 МПа, приведены результаты оптимизации геометрических параметров зубчатого зацепления, результаты численного моделирования движения рабочей жидкости, зафиксированы и проанализированы пульсации скорости на выходе из насоса.

Ключевые слова – шестеренный насос внешнего зацепления, многокритериальная оптимизация, критерии оптимизации; параметрические, функциональные и критериальные ограничения; численное моделирование, пульсация мгновенной подачи.

Постановка проблеми. Нерегулируемые шестеренные насосы внешнего эвольвентного зацепления (НШ), несмотря на развитие и снижение потерь регулируемых объемных насосов различного принципа действия и конструктивных схем, остаются широко используемыми источниками энергии в гидравлических системах. В перспективе у НШ имеется большая область применения, где требуются низкие давления (как системы смазки), так и давления 16...25 МПа для гидроприводов различных технологических машин. НШ объединяют производственную простоту и низкие затраты на изготовление, высокий КПД и невысокие требования к тонкости фильтрации рабочей жидкости (РЖ) как в схемах замкнутого, так и разомкнутого контуров циркуляции. С другой стороны, пространственная конфигурация камер всасывания и нагнетания, включающая в себя неподвижный корпус и вращающиеся в противоположные стороны шестерни, создаёт переменную во времени геометрию проточной части, что накладывает определенные трудности при построении математической модели для определения оптимальных параметров качающего узла, включающей зубчатую передачу (ЗП) и насос в целом. Кроме того, рабочий процесс включает много сложных явлений, исследование которых может быть выполнено на основе законов механики твердого тела и механики жидкости и газа. Поэтому эти насосы более 50 лет представляют научный интерес для многих исследователей различных стран [1], который сохранился и в настоящее время.

Невзирая на долгую историю развития НШ, проблемам многокритериальной оптимизации параметров и исследования внутренней гидродинамики не уделено должного внимания. В данном формирующемся научном направлении имеется сравнительно небольшое число публикаций, хотя в настоящий момент теория оптимальных систем располагает обширной методологией, а вычислительная техника – широким спектром высокоинтеллектуальных программных средств. Настоящая статья является продолжением работы авторов [2] в этом актуальном научном направлении.

Анализ последних исследований. Начнем с публикаций по оптимизации. Работа [3] посвящена рассмотрению вопросов, направленных на улучшение показателей качества НШ: рабочего объема, коэффициента перекрытия, радиальных зазоров во впадинах шестерен, удельных скольжений и др., значения которых зависят от параметров ЗП. Поиск оптимальных параметров предлагается выполнять на основе решения задачи многокритериальной оптимизации методом исследования пространства параметров [4, 5]. Однако статья содержит лишь постановку задачи многокритериальной оптимизации, в математическую модель которой теперь следует ввести ряд результатов последующих исследований, изложенных в работах [6, 7].

В работе [8] приведены результаты оптимизации насоса внутреннего эвольвентного зацепления (НШВ), где в качестве варьируемых переменных использованы параметры ЗП и принят единственный критерий – уровень шума работающего насоса. Были заданы параметрические и функциональные ограничения, рассмотрены вопросы связи пульсации подачи и пульсации давления с величиной шума при работе насоса.

В статье [9], на основе использования метода исследования пространства параметров, рассмотрена задача многокритериальной оптимизации НШВ, с заданием 21 варьируемой переменной, 15 функциональных ограничений и 9 критериев оптимальности.

Новым инструментом, позволяющим проводить моделирование гидродинамических течений в НШ, НШВ и других гидравлических (и не только) машинах, являются программные средства, основанные на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса: средства вычислительной гидродинамики (далее CFD). Ввиду сложности и трудоемкости процесса получения отдельного численного решения, оптимизация с использованием CFD программ даже путем существенного сокращения варьируемых параметров, параметрических и функциональных ограничений, на сегодняшний день является достаточно трудной задачей.

В статье [10], на основе использования CFD программы OpenFoam получены данные, показывающие влияние изменения величины радиуса скругления (45 и 100 мкм) на торцевой поверхности зуба НШ на величину утечек и потери мощности. Было установлено, что благодаря введению скругления наблюдается снижение утечек как на низких / высоких частотах вращения, так и при низких / высоких величинах давления, а потери мощности имеют тенденцию к снижению с уменьшением радиуса скругления.

В статье [11] рассмотрены результаты численного моделирования (с использованием подвижной расчетной сетки) работы насоса для пищевой промышленности. В частности были получены зоны высоких скоростей и кавитационные области, необходимость уменьшения (локализации) которых возможна, в том числе конструктивными способами.

В статье [12] рассмотрена постановка и решение двумерной CFD задачи в программе Fluent (с использованием подвижной расчетной сетки) по моделированию течения в НШ с целью изучения влияния величины зазора между шестернями на выходные характеристики насоса. В качестве объекта исследования использовался НШ марки RGP компании Parker Hannifin Corp. При моделировании были приняты следующие допущения: РЖ является ньютоновской и несжимаемой; РЖ изначально неподвижна; поток рассматривается двумерным; РЖ

изотермичная, параметры постоянны. С учетом принятых допущений математическая модель НШ в декартовых координатах представлена:

уравнением неразрывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{V} = 0; \quad (1)$$

двумя скалярными уравнениями Навье–Стокса:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right), \quad (2.a)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right), \quad (2.b)$$

начальным условием – при $t \leq 0$, $\mathbf{V} = 0$;

граничными условиями: на граничной стенке $\mathbf{V} = 0$; на поверхностях шестерен $\mathbf{V} = \mathbf{V}_s$; на впускном отверстии $P = P_i$; на выпускном отверстии $P = P_o$.

Стандартная модель $k - \varepsilon$ является полуэмпирической моделью, основанной на уравнении переноса кинетической энергии турбулентности (k) со скоростью рассеяния ε . Уравнения переноса основаны на допущениях, что поток является полностью турбулентным, а влияние молекулярной вязкости не учитывается:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \nabla (\rho k \mathbf{V}) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k, \quad (3.a)$$

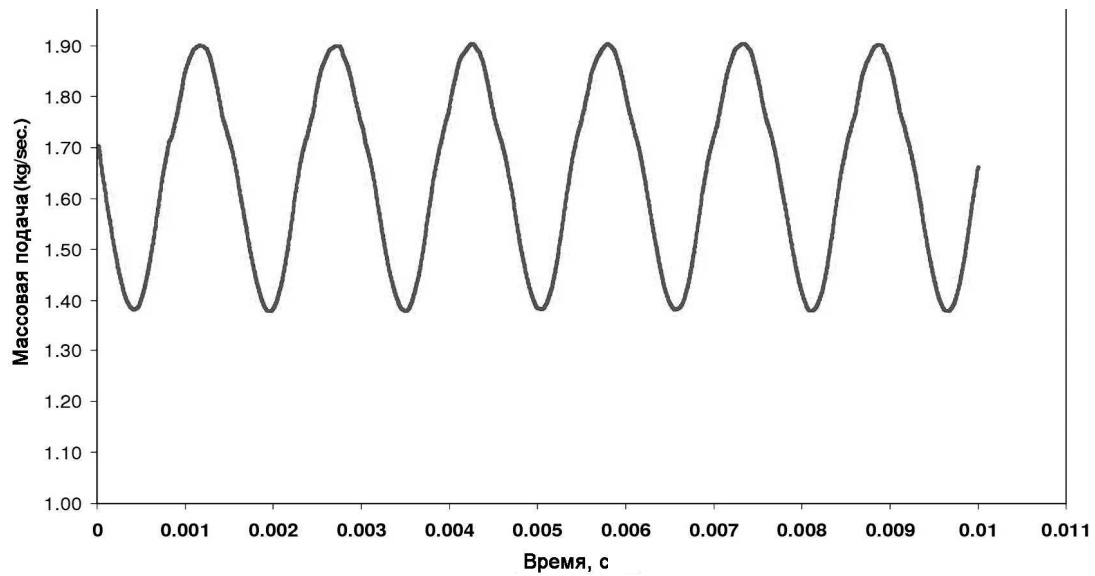
$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \nabla (\rho \varepsilon \mathbf{V}) = \nabla \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon, \quad (3.b)$$

где турбулентная вязкость $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$.

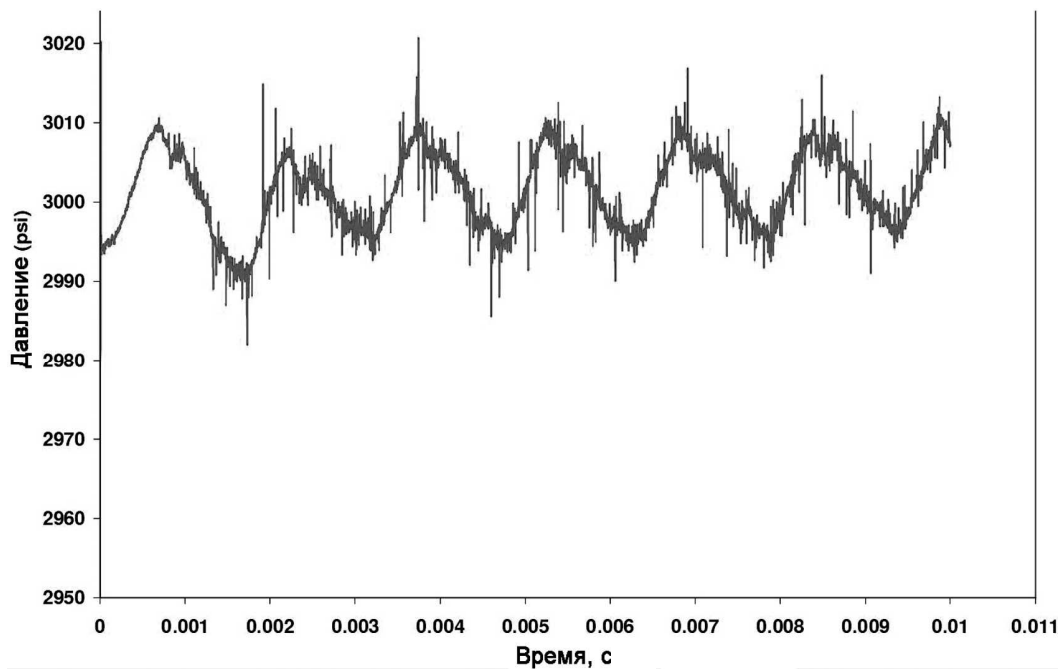
Значения параметров $k - \varepsilon$ модели равны:

$$C_\mu = 0,09, \sigma_k = 0,3, \sigma_\varepsilon = 1,3, C_{1\varepsilon} = 1,44, C_{2\varepsilon} = 1,92.$$

Для выбранных значений величины зазора между шестернями (15, 22 и 30 мкм) при частотах вращения 2000, 2500, 3000 и 3500 мин⁻¹ были получены кривые пульсации мгновенной подачи в кг/с (следовательно скорости) и давления в psi (рис. 1).



(а)



(б)

Рис.1. Результат численного исследования течения в НШ с величиной зазора между шестернями 30 мкм при частоте вращения 3000 мин^{-1} , давлении 3000 psi: (а) – пульсация массового расхода; (б) – пульсация давления в точке области нагнетания

В таблице 1 показаны максимальные, минимальные и средние значения массовой подачи при частотах вращения от 3500 до 2000 мин^{-1} и давлениях на выходе от 24,13 до 17,237 МПа.

Данные в табл. 1 подтверждают наличие пульсаций подачи на разных частотах вращения и давлениях.

Таблиця 1 – Величина массовой подачи в зависимости от частоты вращения и давления на выходе НШ

№	n, мин ⁻¹	P _{выхода} , МПа	Массовая подача, кг/с		
			max	min	средн.
1	3500	24,13	2,22	1,63	1,92
2	3500	20,684	2,24	1,68	1,96
3	3500	17,237	2,25	1,74	2
4	3000	24,13	1,88	1,34	1,61
5	3000	20,684	1,9	1,38	1,64
6	3000	17,237	1,92	1,44	1,68
7	2500	24,13	1,55	1,04	1,3
8	2500	20,684	1,57	1,09	1,33
9	2500	17,237	1,58	1,14	1,36
10	2000	24,13	1,21	0,75	0,98
11	2000	20,684	1,24	0,8	1,02
12	2000	17,237	1,25	0,85	1,05

Анализ полученных данных показал, что коэффициент неравномерности (пульсации) давления составляет порядка 0,67%, что значительно меньше коэффициента неравномерности массовой подачи, значение которого ~27,4%. Течение РЖ – турбулентное, что принималось авторами при постановке и решении данной гидродинамической задачи; временной шаг 10^{-6} с; число итераций, при которых получены кривые рис. 1, равно 10^4 .

В работе [1] рассмотрены результаты математического и экспериментального исследования НШ компании Casappa (Италия). Численная модель НШ построена следующим образом. Насос подразделен на многие объемы, в которых свойства жидкости считаются постоянными, и зависят только от времени. Рассматривается изменение объема (CV) пространства между зубьями обоих зубчатых колес. Это позволяет определять при вращении вала насоса как межзубное пространство V_{i1} ведущей шестерни входит в зацепление с соответствующим объемом V_{2i} ведомой шестерни. Модель учитывает связи между каждым межзубным объемом с его средой и изменения объема в зоне зацепления. Уравнение (4)

$$\frac{dp_{cv}}{dt} = \frac{1}{V_{cv}} \frac{dp}{d\rho} \left[\sum \dot{m}_{in,cv} - \sum \dot{m}_{out,cv} - \rho_{cv} \frac{dV_{cv}}{d\vartheta} \omega \right] \quad (4)$$

позволяет определить изменение давления в функции времени внутри общего CV в зависимости от свойств жидкости, геометрического изменения объема и теоретической передачи массы в соседние объемы.

Области потока, соединяющие каждое пространство между зубьями с его окружением и фактическое значение объемов, рассчитываются в зависимости от угла φ положения вала. Во время вращения вала зубья входят в зацепление и фактическое значение каждого CV изменяется. Кроме того, при вращении шестерни, он может быть соединен с несколькими другими камерами с помощью переменных отверстий. Расход между соседними объемами рассчитывается с учетом несжимаемого стационарного ламинарного потока для отверстия; утечки потока аппроксимируются с помощью модифицированного уравнения Пуазейля для полностью установившегося условия ламинарного течения с учетом относительного движения граничных поверхностей.

Коэффициент неравномерности давления на выходе НШ составляет 2,47%, а неравномерность подачи – 30,7% (рис. 2 и 3), что сопоставимо с результатами неравномерности давления (0,67%) и подачи 27,4% ранее рассмотренной работы [12]. Здесь следует еще раз отметить, что пульсация давления существенно меньше пульсации подачи, когда моделируется собственно НШ при замере давления внутри камеры нагнетания, а подача в выходном отверстии. При этом вся нагнетательная магистраль гидросистемы заменена граничным условием давления на выходе НШ.

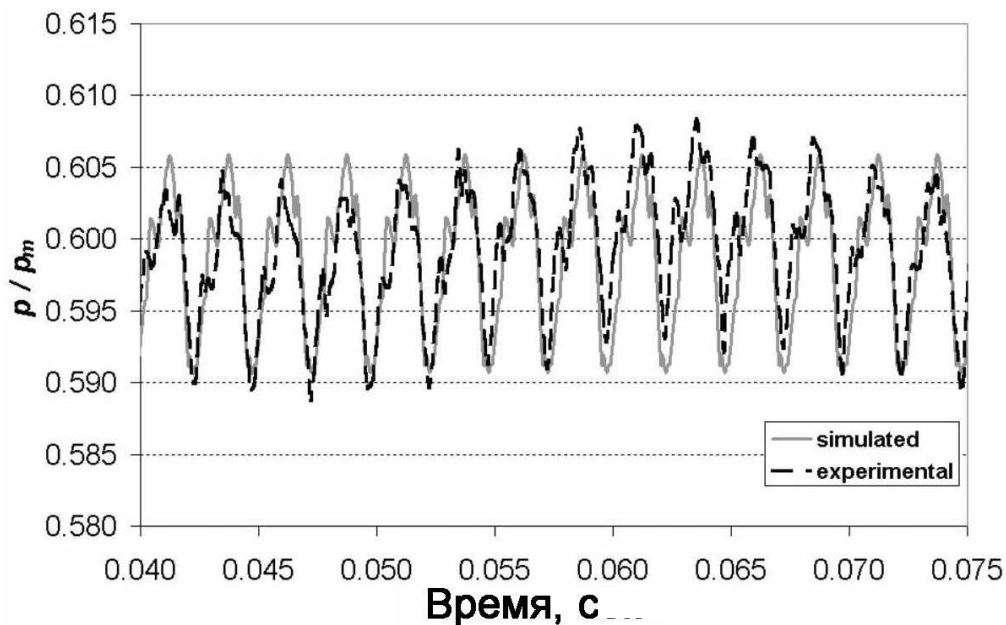


Рис. 2. Сравнение численных и экспериментальных данных по изменению величины коэффициента давления нагнетания в функции времени при частоте вращения $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$

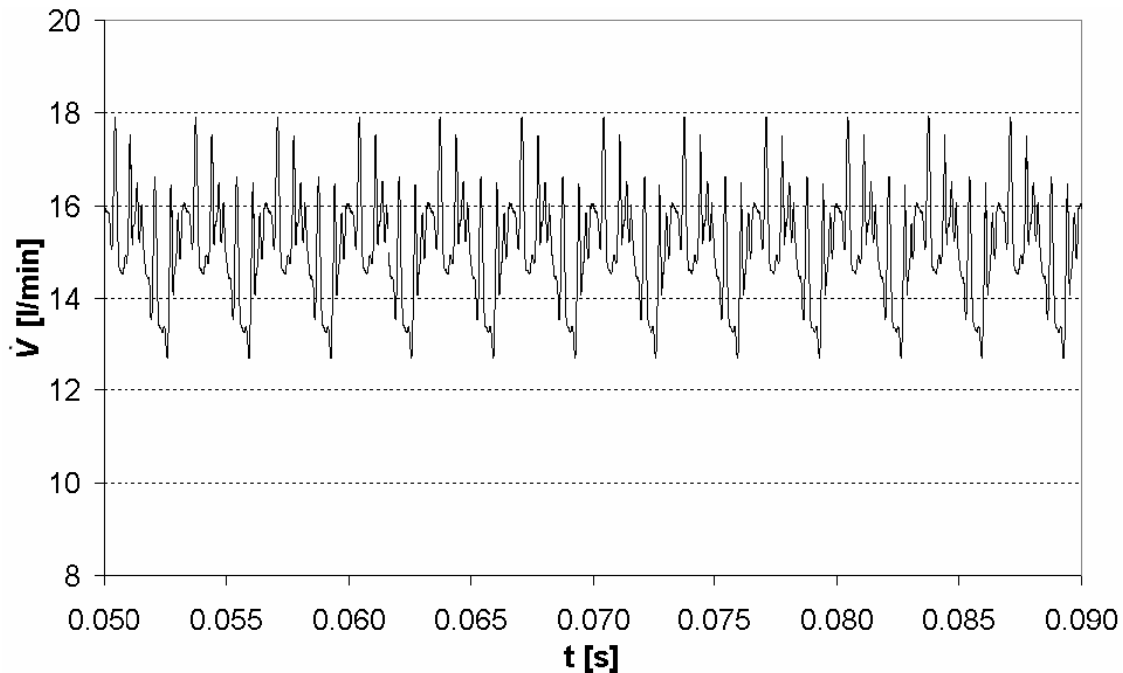


Рис. 3. Кривая мгновенной подачи (в л/мин) при численном моделировании НШ компании Casappa при частоте вращения $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и давлении $p = 200 \text{ бар}$

Продолжая анализировать результаты работы [12] можно отметить, что наибольшее значение скорости течения жидкости было зафиксировано в зазоре между зубьями и составило порядка 388 м/с. Результаты численного исследования модели с зазором 15 мкм, характер изменения величины массовой подачи в функции времени аналогичен модели с зазором 30 мкм. Но при частоте вращения $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и давлении на выходе $P = 20,7 \text{ МПа}$ коэффициент неравномерности меньше и равен 25,9%. Авторы утверждают, что величина зазора между шестернями является существенным фактором, влияющим на значение подачи НШ. Следует заметить, что термин «зазор между шестернями» является аналогом отечественного термина «боковой зазор» [13, 14]. Термины [15], обозначающие основные зазоры зубчатого зацепления на английском и немецком языках, приведены в таблице 2.

Работы [16, 17] посвящены экспериментальным исследованиям специально сконструированного НШ с прозрачным корпусом на стенде (рис. 5), с помощью которого возможно проводить измерения не только характеристик, но и визуализацию потока в рабочей части насоса.

Таблица 2 – Обозначение основных зазоров зубчатого зацепления на английском и немецком языках

Термин	Обозначение	Язык	
		Английский	Немецкий
Боковой зазор	j	Backlash	Flankenspiel
Нормальный боковой зазор	j_n	Normal backlash	Normalflankenspiel
Радиальный зазор (c^*)	j_r	Clearance, bottom clearance	Radialspiel (Kopfgrundspiel, Radialluft, Zahngrundspiel, Kopfspiel, Radialflankenspiel)
Окружной боковой зазор	j_t	Circumferential backlash	Drehflankenspiel (Verdrehflankenspiel, Verdrehspiel)



Рис. 4. Конструкция экспериментального насоса

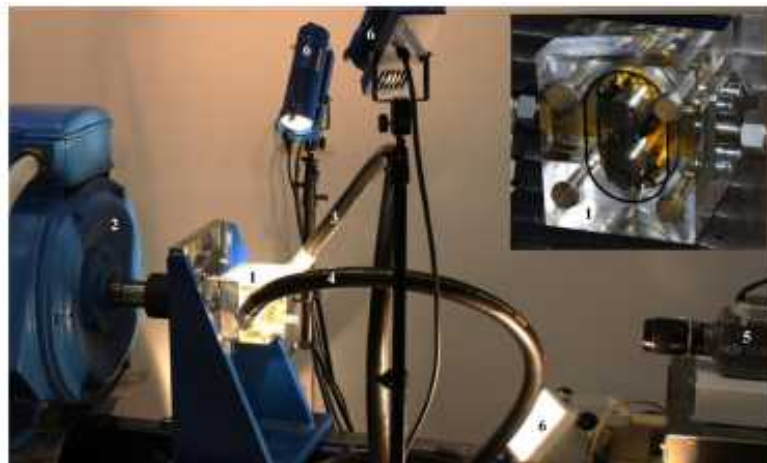


Рис. 5. Фото стенда для испытаний экспериментального насоса

Экспериментальные исследования проводились с РЖ марки HLP-68 с кинематической вязкостью, равной $68 \text{ мм}^2/\text{с}$ при 40°C . Были получены кривые пульсаций давления на линиях всасывания и нагнетания (рис. 6), а видеосъемка зафиксировала моменты появления кавитационных пузырьков и их схлопывание.

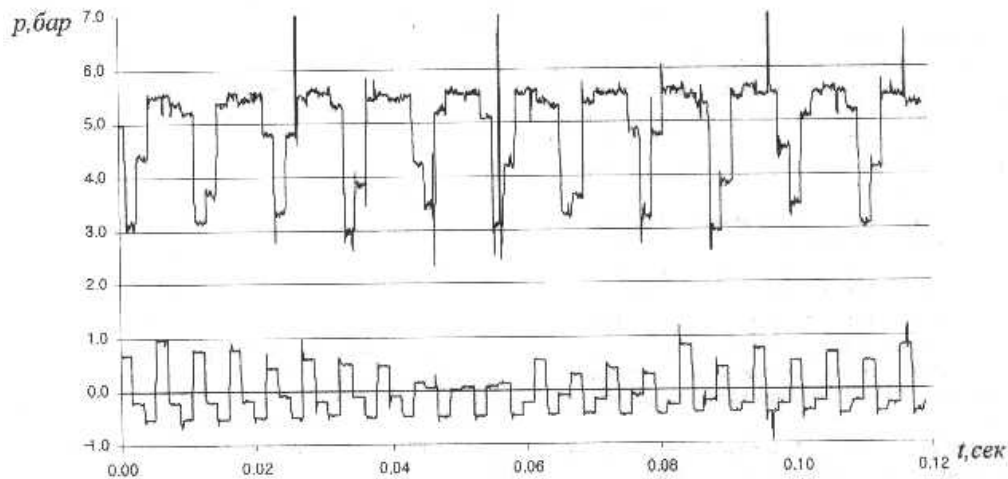


Рис. 6. Пульсации давления на входе и выходе насоса за один оборот, при давлении в линии всасывания $p = 0$ бар, давление в линии нагнетания $p = 5$ бар, частота вращения 500 мин^{-1} , число зубьев шестерен $Z = 11$

Кроме того, в работе [17] анализируется ламинарное движение вязкой несжимаемой жидкости в линии нагнетания шестеренного насоса. Авторы отмечают, что теоретически и экспериментально подтверждается наличие зон кавитации и пульсация давления в потоке за насосом, из-за пульсирующего характера движения рабочей жидкости.

Завершая обзор, можно сделать общий вывод: пульсации потока и давления в НШ существуют; применение оптимизационных методов для определения параметров НШ целесообразно совмещать в комбинации с CFD программами.

Формулирование целей статьи (постановка задания). Результаты анализа показали, что разработка НШ с улучшенным рабочим процессом и выходными характеристиками продолжает оставаться актуальной задачей. Ее решение связано не только с улучшением конструктивных решений, но и с переходом на этапе проектирования к расчету и выбору параметров зубчатого зацепления на основе методов оптимизации математических моделей с последующими исследованиями по изучению влияния геометрических параметров на гидродинамику движущейся жидкости с помощью CFD программ.

Основная часть. Рассматривая на первом этапе НШ как объект

многокритеріальної оптимізації, в математическу модель следует включить:

- функціональні рівняння і функціональні обмеження;
- варіювані параметри і їх обмеження;
- критерії оптимальності і критеріальні обмеження.

Рівняння, визначають діаметри вершин d_a і впадин d_f зуб'єв, з урахуванням DIN (Німеччина) [18], включені в математическу модель в наступному вигляді:

$$d_a = 2a_\omega - d + 2m(h_a^* - x), \quad (5)$$

$$d_f = d + 2m(x - h_f^*), \quad (6)$$

де d – діаметр делительної окружності.

Значення бокового зазора по дугі початкової окружності і по контактній нормалі визначаються по формулам [14]:

$$j_\omega = (P\omega - 2 \cdot S_a) \cdot \cos \alpha_\omega, \quad (7)$$

$$j = \frac{2 \cdot j_\omega}{d_b}. \quad (8)$$

В якості методу многокритеріальної оптимізації прийнято метод дослідження пространства параметрів (ИПП), алгоритм пошуку оптимальних рішень якого характеризується етапами, докладно викладеними в роботі [2]. Тут відзначимо, що пошук на другому етапі ідентифікаційної математическої моделі НШ, в частині побудови геометрії, раніше був реалізований на основі програми «Компас» російської компанії АСКОН, функціональні можливості якої не дозволяють проводити задання значень бокового зазора і коефіцієнта висоти ножки зуба.

В нинішній роботі побудову зубчатого зацеплення було виконано з використанням однієї з найбільш сучасних програм KISSsoft.

На третьому етапі виконується многокритеріальна оптимізація НШ.

Для умови рівності числа зуб'єв $Z_1 = Z_2$ математическа модель НШ включає в себе 13 рівнянь геометричних параметрів ЗП [2, 13, 14]. Також в математическу модель входять 5 рівнянь, які дозволяють визначити: крок і довжину зацеплення, висоту зуба шестерні, товщину зуба шестерні у вершини і коефіцієнт перекриття.

Важной составляющей являются формулы кинематических параметров, определяющие скорость перемещения контактной точки по профилю, взаимные скорости относительного скольжения профилей зубьев шестерни и колеса, удельные скольжения шестерен в нижних точках активных профилей зубьев.

В качестве варьируемых параметров выбраны: число зубьев Z , угол исходного контура α , коэффициент высоты головки зуба h_a^* , коэффициент радиального зазора c^* , модуль m , боковой зазор j_ω , коэффициент высоты ножки зуба h_f^* , межосевое расстояние a_ω , коэффициент радиуса переходной кривой ρ и ширина зубчатого венца b (десять параметров). Варьируемые параметры совместно с диапазоном их изменения составляют параметрические ограничения. Функциональные ограничения, выполнение которых обеспечивает работоспособность НШ, изложены в работах [13, 14] и в данной статье не приводятся. В качестве критериев F_i приняты следующие показатели качества: $F1 = \varepsilon_\alpha$ – коэффициент перекрытия, $F2 = V_0$ – рабочий объем, $F3 = S_a$ – толщина зуба на диаметре вершин, $F4 = \mathcal{G}_p$ – удельное скольжение, $F8 = K_{зи}$ – коэффициент запаса по отсутствию интерференции зубьев с переходной кривой.

За пятый критерий на основе теории НШ [13, 19], в которой использованы только законы механики твердого тела, принят коэффициент неравномерности подачи РЖ, уравнение которого приведено в работе [19]

$$F5 = K_H = \frac{(4 - 6 \cdot \varepsilon_\alpha + 3 \cdot \varepsilon_\alpha^2) \cdot t_0^2}{4 \cdot (d_a - d_\omega) \cdot (d_a + d_\omega)} = \frac{(4 - 6 \cdot \varepsilon_\alpha + 3 \cdot \varepsilon_\alpha^2) \cdot t_0^2}{4 \cdot (d_a^2 - d_\omega^2)}. \quad (9)$$

За шестой критерий принят габаритный размер НШ [6] $F6 = G + a_\omega + d_a$. Седьмой критерий – безразмерный коэффициент, определяющий величину объема, занятого телом венцов шестерен [6], составляющих рабочий объем

$$F7 = K_{V_0} = \frac{V_0}{b \cdot (0,25 \cdot \pi \cdot d_a^2 + d_a \cdot a_\omega)}. \quad (10)$$

Задача оптимизации в многокритериальной постановке решалась применительно к НШ на номинальное давление 16 МПа, рабочий объем 32 см³, прототипом которого является насос НШ-32УК ПАО «Гидросила» (г. Кировоград, Украина). На первом этапе оценивалась линейная зависимость между принятыми критериями путем определения

коэффициентов корреляции, подробно изложенная в работе [2].

При выполнении второго этапа были приняты следующие константы и интервалы варьируемых параметров: число зубьев шестерен $Z_1 = Z_2 = 8$; межосевое расстояние $a_o = 45$ мм; угол исходного контура $\alpha = 20^\circ$; модуль $m = 5$ мм; коэффициент высоты головки зуба исходного контура $h_a^* = 1,15 \dots 1,19$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,15 \dots 0,45$; коэффициент высоты ножки зуба исходного контура $h_f^* = 1,15 \dots 1,5$; боковой зазор 0,03 мм; коэффициент радиуса переходной кривой $\rho = 0,38$; ширина зубчатого венца $b = 22$ мм. В процессе решения было рассмотрено 495 вариантов зубчатого зацепления, из которых заданным условиям и ограничениям удовлетворило 62.

Завершающий этап связан с анализом полученной таблицы испытаний, выбором лучшего решения. На основе диалога с программной системой многокритериальной оптимизации «ОРТ» [20] была выбрана точка 9 для проведения процедуры локальной оптимизации (когда улучшение может быть достигнуто путем поиска решения, при котором варьируется один выбранный параметр при неизменных остальных). При локальной оптимизации этого решения (точка 9) были получены значения критериев и геометрических параметров оптимального варианта, приведенные в табл. 3 и 4 соответственно.

Таблица 3 – Значения критериев при оптимизации НШ

Критерии							
F1 (ε_a)	F2 (V_0), см ³	F3 (S_a), мм	F4 (ϑ_p)	F5 (Кн), %	F6 (G), мм	F7 (K_{V0})	F8 ($K_{зи}$)
1,045	32,09	1,213	-3,31	21,89	100	0,3	4,05

Полученное в результате проведения многокритериальной оптимизации решение по определению параметров НШ было использовано для последующего построения 3D модели и численного моделирования (рис. 5).

Для построения 3D модели была использована программа KISSsoft, которая является частью программного комплекса KissSys. Программа разработана компанией KISSsoftAG (сайт www.kisssoft.ch), расположенной в коммуне Бубикон кантона Цюрих округа Хинвиль, Швейцария. KISSsoft позволяет учитывать при расчете / построении зубчатого зацепления коэффициенты высоты головки / ножки зуба и нормальный боковой зазор.

Таблиця 4 – Результат расчета параметров зубчатого зацепления

Обозначение параметра	Математическая модель	Обозначение параметра	Математическая модель
d_a , мм	55,01	h_a^*	1,17
d_b , мм	37,89	m , мм	5
d_f , мм	33,24	d_ω , мм	45
d , мм	40	j_ω , мм	0,03
a_ω , мм	45	c^*	0,25
α_ω , °	33°20′	Z	8
X	0,6688	α , °	20
X_{\min}	0,627	h_f^*	1,345

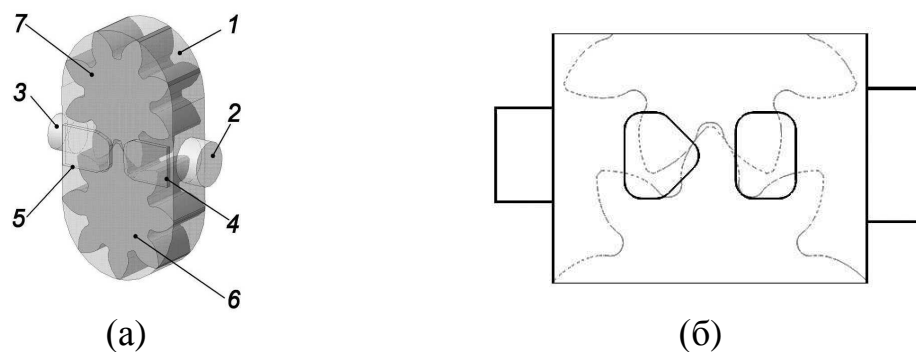


Рис. 5. Проточная часть шестеренного насоса:

а – основные элементы 3D модели шестеренного насоса:

(1 – рабочая полость корпуса шестеренного насоса; 2 – элемент подвода рабочей жидкости в полость всасывания; 3 – элемент отвода рабочей жидкости из полости нагнетания; 4, 5 – разгрузочные канавки; 6, 7 – ведущая и ведомая шестерни соответственно);

б – конфигурация разгрузочных канавок

Отличительными особенностями комплекса являются: оптимизация с изменением исходного контура; оптимизация долговечности, ширины зубчатого колеса, шума, массы, вибрации, скольжения, передаточного числа и др.; возможность расчета или моделирования формы зуба при его производстве с помощью инструмента, импортированного из CAD; учет технологии изготовления шестерен; расчет распределения масляной пленки и общего КПД передачи; расчет пятна

контакта и др.

Помимо прямого получения 3D модели, программа KISSsoft позволяет осуществлять вывод геометрии зубчатого зацепления в 2D для последующего построения модели в одной из CAD программ: SolidWorks, Pro-Engineer, AutoCADInventor, CreoParametric, Компас и др.

Для рассматриваемого НШ диаметр входного отверстия на рис. 5 равен 23 мм, диаметр выходного отверстия 16 мм, радиальные и торцевые зазоры 15 мкм на сторону (30 мкм на диаметр), боковой зазор симметричен и равен 15 мкм на сторону (30 мкм суммарно), глубина разгрузочных канавок 1 мм, относительная конфигурация канавок представлена на рис. 5б. Были предложены два конструктивных исполнения НШ: с разгрузочными канавками и без разгрузочных канавок.

Полученные 3D модели (рис. 5) сохраняются в нейтральном формате *.stl, *.wrl, *.stp или другом, и экспортируются в CFD программу: CFX, Fluent, STAR-CD, NUMECA, OpenFOAM, ANSYS, FlowVision, FlowER, MTFS и др., которые, применительно к модели вязкой несжимаемой жидкости, основаны на итерационном решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье–Стокса [21, 22]

$$\rho \frac{\partial \bar{V}}{\partial t} = \text{div}(\bar{P} - \rho \bar{V}\bar{V} - \rho \bar{V}'\bar{V}'). \quad (11)$$

Уравнение неразрывности

$$\text{div } \bar{V} = 0. \quad (12)$$

Для замыкания уравнений Навье–Стокса и неразрывности была выбрана $k - \varepsilon$ модель турбулентности.

Для разбиения расчетной сетки могут использоваться как встроенные модули, так и специализированные программы, к примеру: GAMBIT, ICEMCFDHexa, CFX-Mesh, TurboGrid, HexPress и др.

В программе вычислительной гидродинамики для двух моделей НШ были заданы следующие начальные и граничные условия: математическая модель расчета – модель вязкой несжимаемой жидкости с расчетом уравнений скорости, давления и дополнительно добавленной моделью расчета течения в зазорах; в качестве рабочей жидкости выбран керосин.

Задание граничных условий для поверхностей расчетной модели НШ показано на рис. 6: **СТЕНКА** – стенка с ламинарным пограничным слоем; **СТЕНКА С ЗАЗОРОМ** – стенка с ламинарным пограничным слоем и вычислением течения в зазорах; **ВХОД** – задано численное

значение давления $P_{вх} = 101000$ Па; **ВЫХОД** – задано численное значение давления $P_{вых} = 16$ МПа. Для шестерен задана частота вращения 2400 мин^{-1} ($251,33 \text{ с}^{-1}$) с соответствующим направлением вращения.

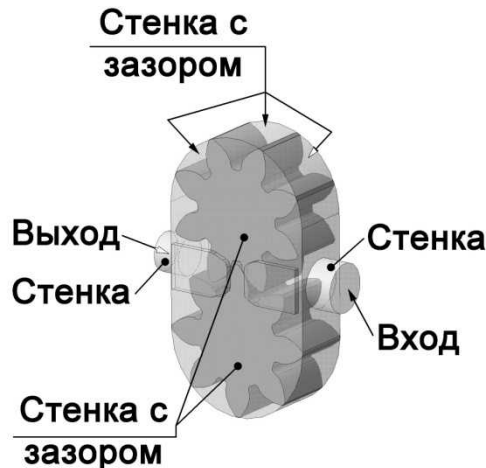


Рис. 6. Задание граничных условий

Первичное разбиение расчетной сетки выполнено на 373248 ячеек с дополнительным измельчением ячеек в области зубьев шестерен до 8 раз, что обеспечило общее количество расчетных ячеек модели равное 650...700 тыс. шт. Явный шаг по времени между расчетными итерациями был задан $\Delta T = 10^{-5}$ сек. Полученные предварительные результаты изменения значений проекции вектора абсолютной скорости V_x представлены на рис. 7 и отмечают равноскоростной поток во входном отверстии полости всасывания для двух вариантов исполнения НШ.

На рис. 8 выделенные штриховой линией контрольные области соответствуют контрольным областям распределения давления и скорости.

Для обеспечения лучшей точности фиксирование результатов расчета осуществлялось после предварительного проведения подготовительного расчета (~200 итераций). На рис. 9 и 10 также показаны результаты численного моделирования. Представленные на рис. 7 и 10 результаты, показывают корреляцию между положением зубьев шестерен и изменениями проекции вектора абсолютной скорости V на ось X и на поверхность XY соответственно. Изменение направления вектора скорости V вызвано сложным течением, как в камере всасывания, так и в камере нагнетания, которое связано с вращением шестерен и изменением положения зубьев. На показанных результатах поток жидкости движется справа налево, из камеры всасывания, через впадины вращающихся шестерен – в камеру нагнетания. При этом есть обширная зона в камере нагнетания, в которой наблюдается от-

рицательные значения V_x .

Расчет осуществлялся с целью проведения численного моделирования сложного движения жидкости и определения скорости V_x , в том числе на выходе НШ.

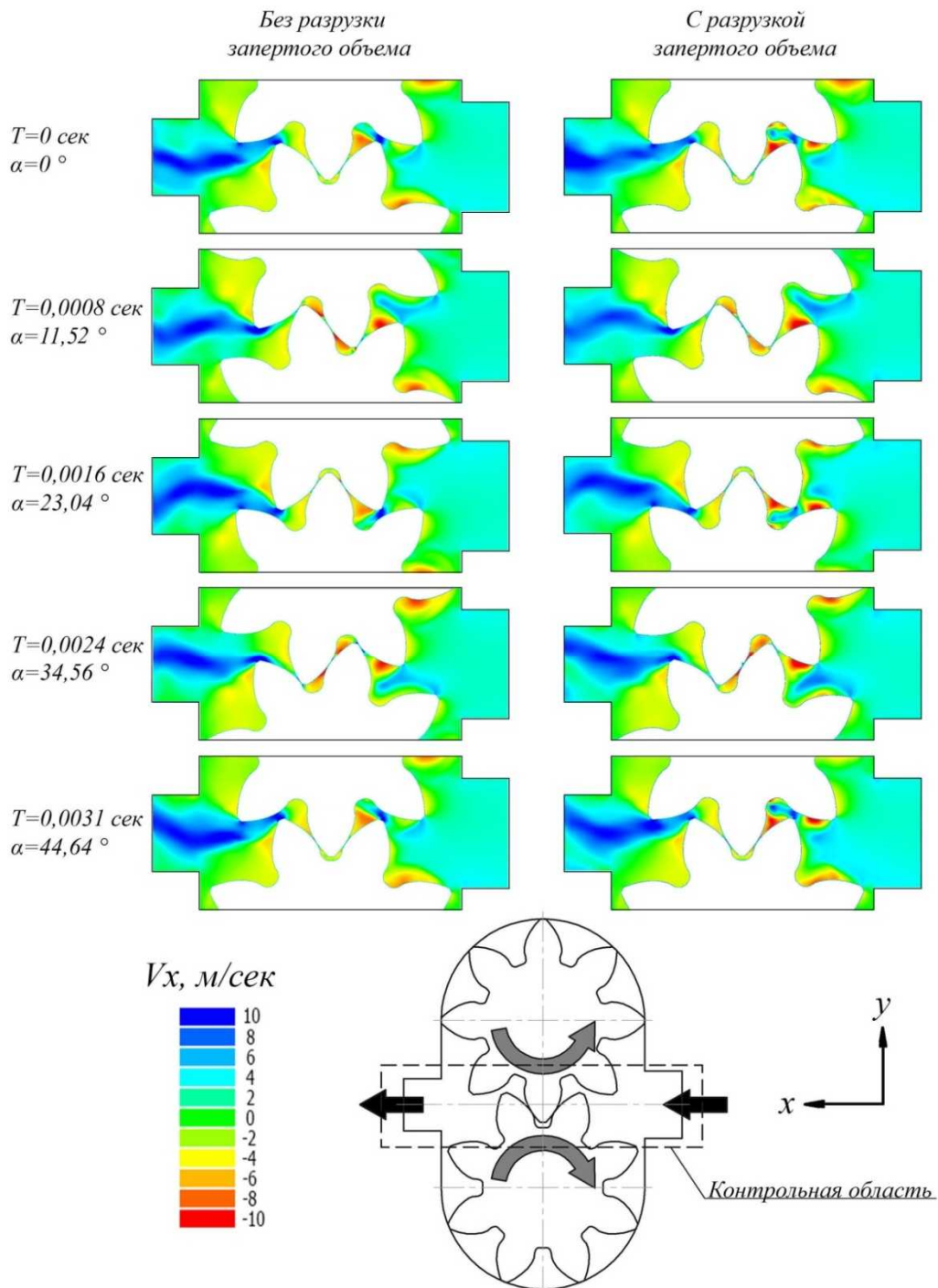


Рис. 7. Изменение проекции вектора абсолютной скорости V_x для секущей продольной плоскости в зависимости от времени T (угла поворота α)

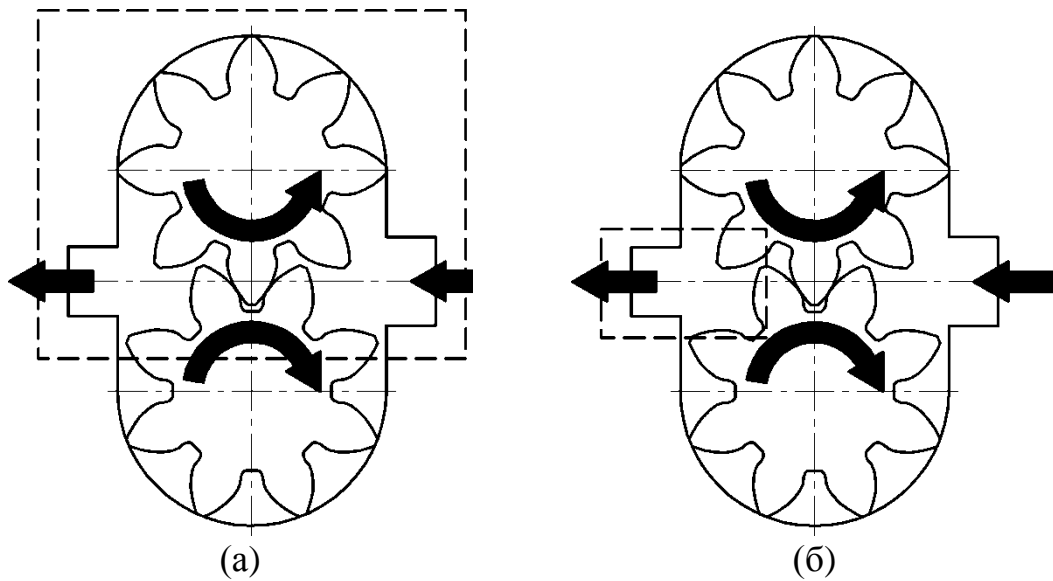


Рис. 8. Контрольные области:
 а – для фиксирования распределения давления;
 б – для фиксирования векторов скорости, в проекции
 на секущую продольную плоскость XY

Как на рис. 7, так и на рис. 10 четко видна неравномерность скорости потока в полости нагнетания. Отметим, что на рис. 7 величина скорости V_x для варианта НШ без разгрузочных канавок выше, чем для варианта с разгрузкой запертого объема. Анализ представленных на рис. 9 результатов для вариантов исполнения НШ как с разгрузкой запертого объема, так и без разгрузки, показывает постепенное нарастание давления от полости всасывания к полости нагнетания при переходе отдельных объемов жидкости, расположенных во впадинах зубьев, в области сближения шестерен с корпусом. Также отмечено повышение давления в запертом объеме и его понижение при раскрытии объема в полости всасывания.

Представленные на рис. 10 результаты дают наглядное представление о численном значении величины скорости и направлении (характере) движения РЖ. Также можно отметить, что в камере нагнетания наблюдается значительное изменение направления вектора абсолютной скорости: имеются области как положительного, так и отрицательного значений проекции скорости V_{xy} . Полученные результаты свидетельствуют о неравномерности / пульсации скорости на выходе из НШ, что в свою очередь вызовет прямо пропорциональное изменение расхода.

Можно констатировать, что имеют место пульсации скорости на выходе из НШ для двух вариантов рассмотренной конструкции, что совпадает с теоретическим обоснованием пульсации подачи на выходе НШ [13].

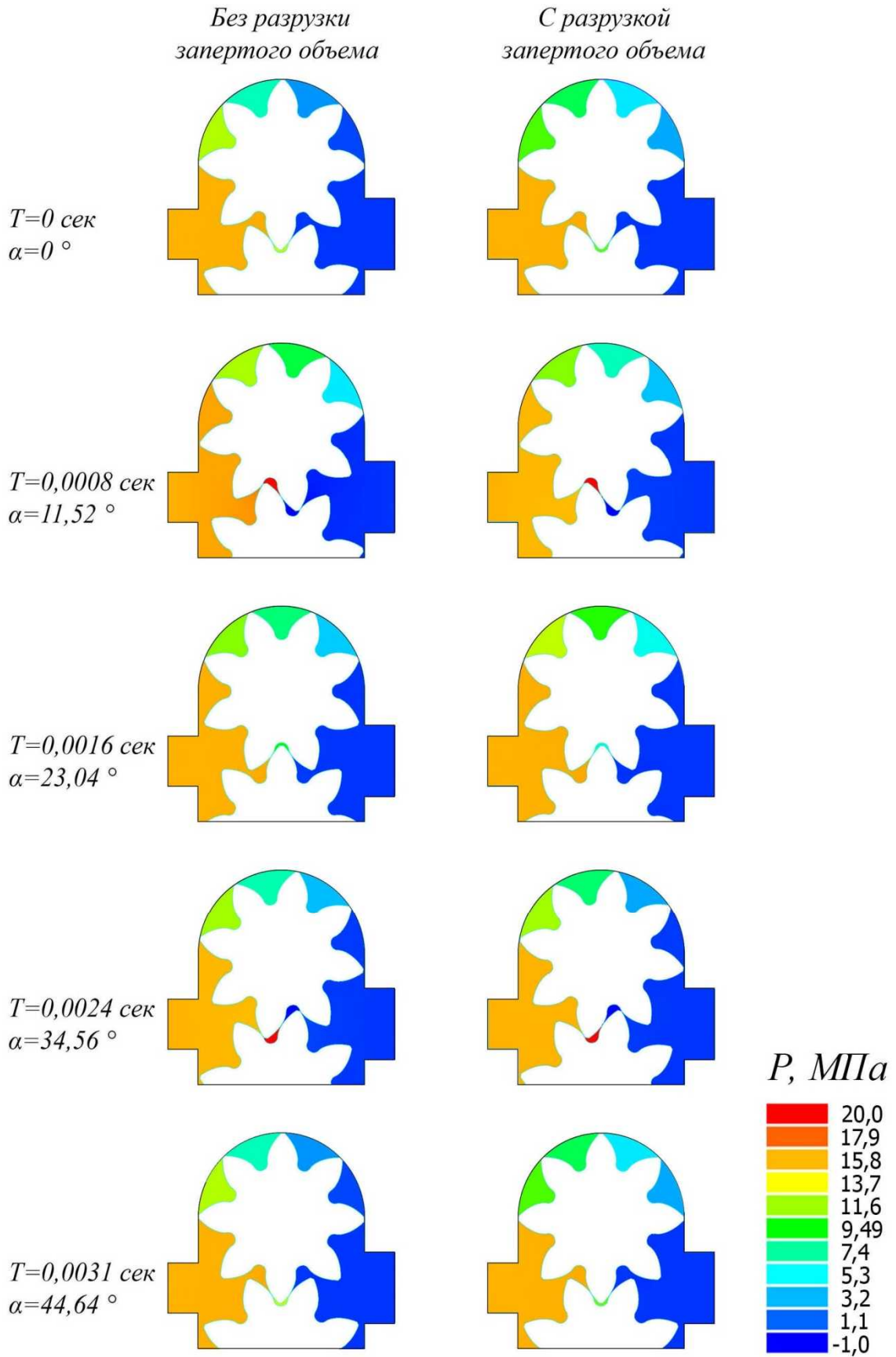


Рис. 9. Изменение давления в НШ в зависимости от времени T (угла поворота α)

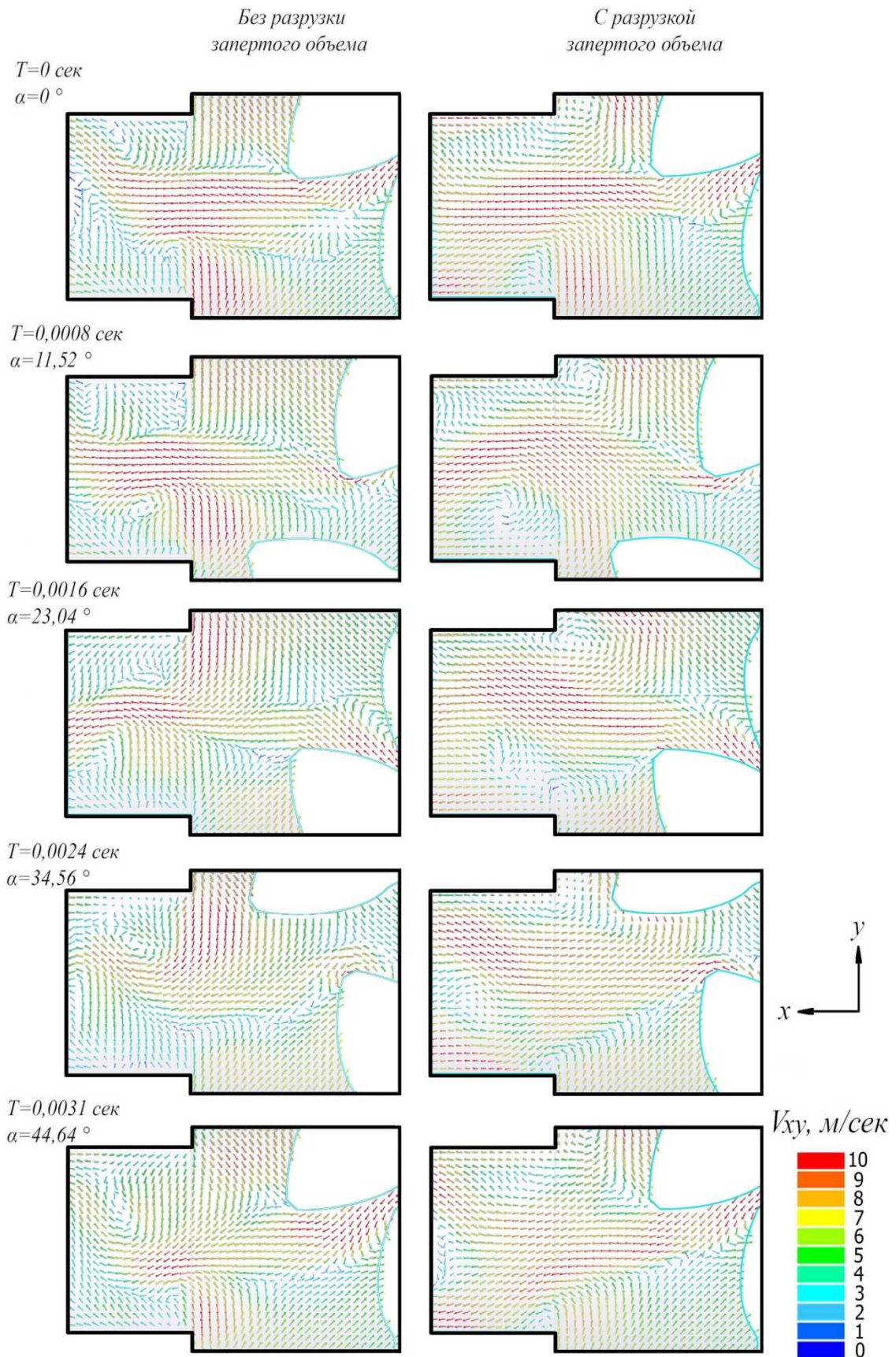


Рис. 10. Изменение проекции вектора абсолютной скорости V_{xy} в зависимости от времени T (угла поворота α)

При получении более точных численных значений дополнительно, для двух вариантов НШ, были определены значения скорости V_{x_2} на поверхности выхода в зависимости от угла поворота шестерен (рис. 11).

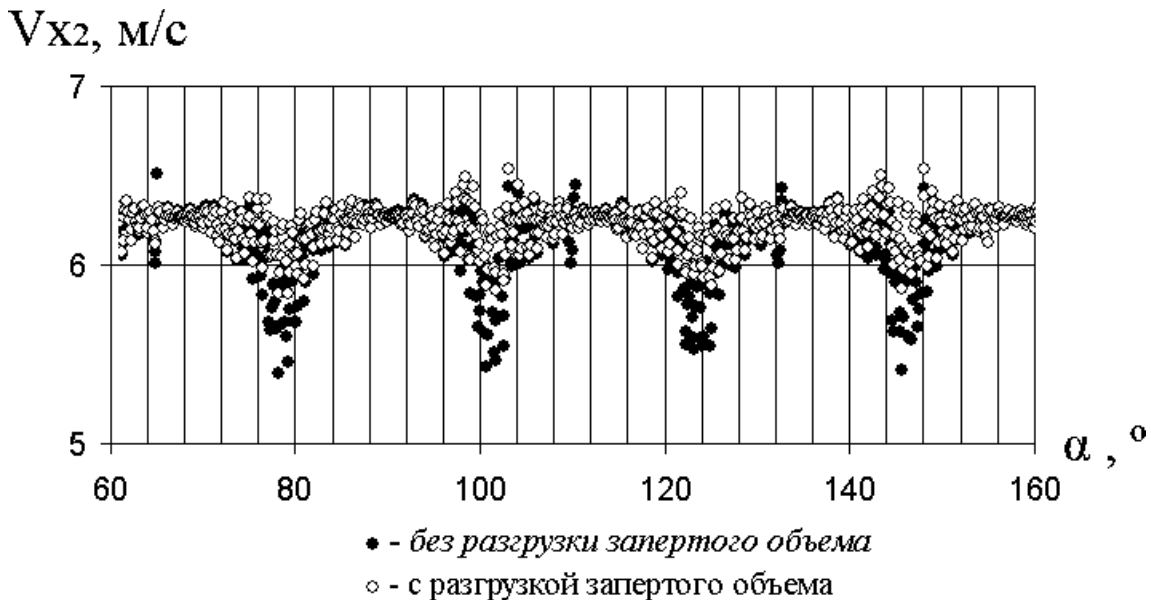


Рис. 11. Изменение численного значения скорости V_{x_2} на поверхности выхода в зависимости от угла поворота шестерен

Для представленных на рис. 11 результатов был использован алгоритм осреднения на основе формулы

$$V_{x_{2,средн}} = \sum_{i=1}^{69} \frac{V_{x_{2,i},\min} + V_{x_{2,i},\max}}{2}, \quad (13)$$

где i – номер точки, полученной путем выборки из каждой десятой итерации. Десяти итерациям соответствует промежуток времени $T = 0,0001$ с и поворот шестерен на угол $\alpha = 1,44^\circ$. Также, ввиду явно повторяющегося периода колебаний, для аппроксимации полученных осредненных данных удобно использовать зависимость

$$V_{x_2} = a + |b \cdot \cos \alpha|, \quad (14)$$

где a, b – коэффициенты, зависящие от геометрии и режима работы НШ. Полученные результаты осреднения и аппроксимации представлены на рис. 12.

Анализ результатов, представленных на рис. 12, показывает снижение величины амплитуды пульсаций V_{x_2} от 0,59 м/с для вариан-

та НШ без разгрузочных канавок до 0,3 м/с для варианта НШ с разгрузочными канавками, т.е. на 50,8%. При этом осредненная максимальная скорость для двух вариантов составила $V_{x2\max} = 6,3$ м/с. В процентном отношении величина пульсации скорости для варианта НШ без разгрузочных канавок составила 9,4%, с разгрузочными канавками 4,76%.

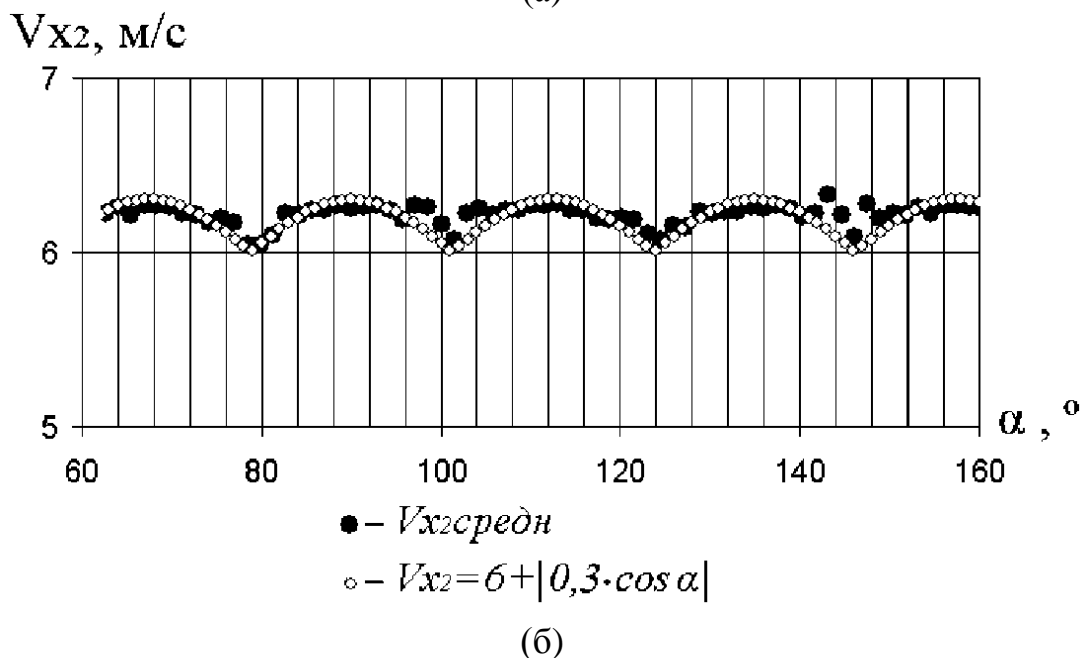
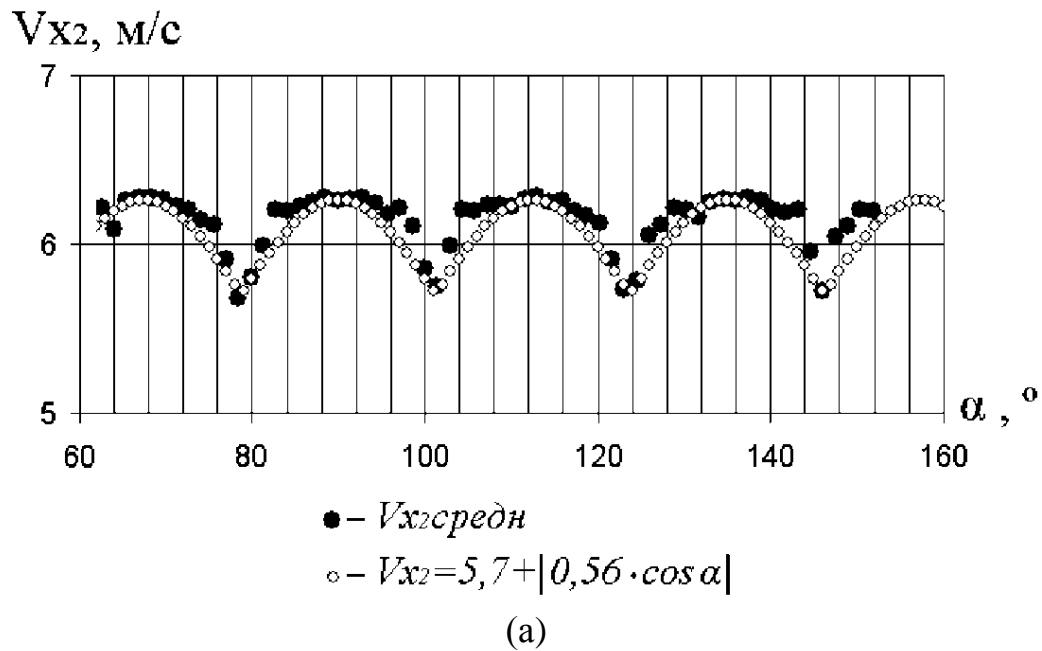


Рис. 12. Результат осреднения и аппроксимации скорости V_{x2} для НШ: а – без разгрузки запертого объема; б – с разгрузкой запертого объема

Также можно отметить, что при повороте шестерен на один

период

$$T = \frac{2\pi}{Z} = 45^\circ$$

имеется два пика падения скорости.

Проведем анализ изменения геометрических площадей условно разделенных объемов НШ, для чего удобно использовать схему, представленную на рис. 13.

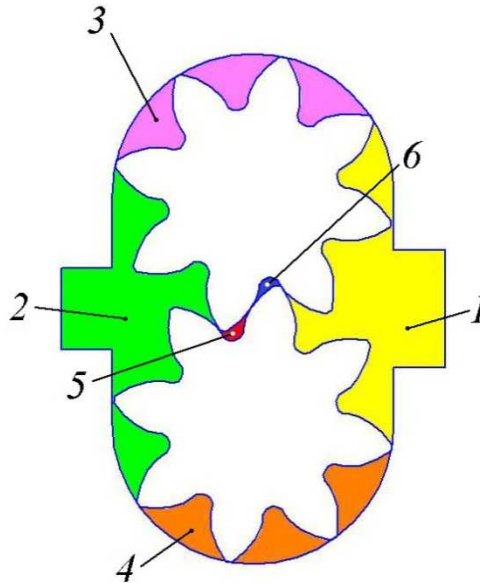


Рис. 13. Разделенные площади продольной плоскости сечения НШ: 1 – полость всасывания; 2 – полость нагнетания; 3 – верхний объем; 4 – нижний объем; 5 – запертый объем; 6 – раскрывающийся объем

Результат изменения геометрических площадей S на продольной плоскости сечения НШ для каждого условно изолированного объема представлен на рис. 14.

Было установлено, что между периодом изменения скоростей V_{x2} на выходе из НШ (как с разгрузочными канавками, так и без них) и характером изменения геометрической площади S_2 (объема) на выходе из НШ прослеживается определенная корреляция, визуализация которой представлена на рис. 15.

Анализ представленных на рис. 15 данных показывает, что на участке, равном углу поворота на один период, равный 45° , величина изменения площади S_2 (объема) на выходе из НШ имеет два пика, а изменение скорости V_{x2} имеет два соответствующих снижения. Таким образом, с увеличением объема полости нагнетания происходит соответствующее уменьшение величины проекции V_{x2} вектора скорости V , что физически объяснимо.

В угловом выражении отставание падений скорости от пиков

максимальних об'ємів становить порядку $\alpha \approx 5^\circ$, що відповідає

$$1/9 \text{ періода } \Delta\alpha = \frac{1}{9} \cdot \frac{2\pi}{Z}.$$

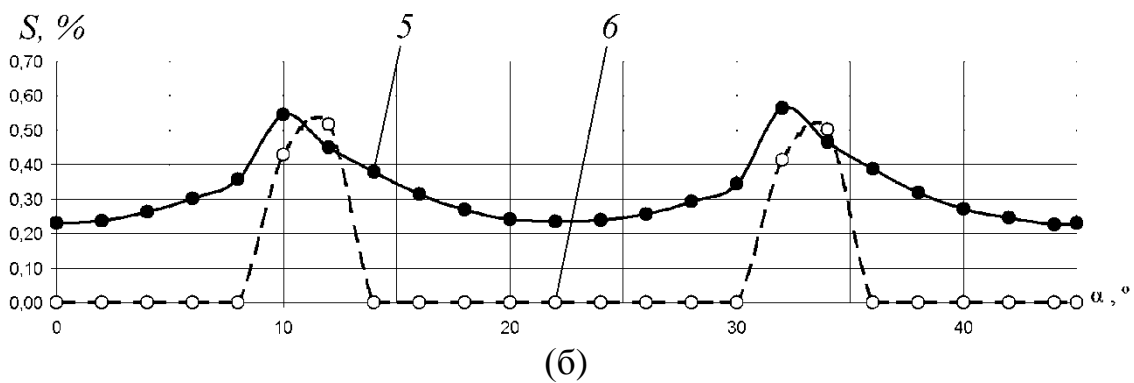
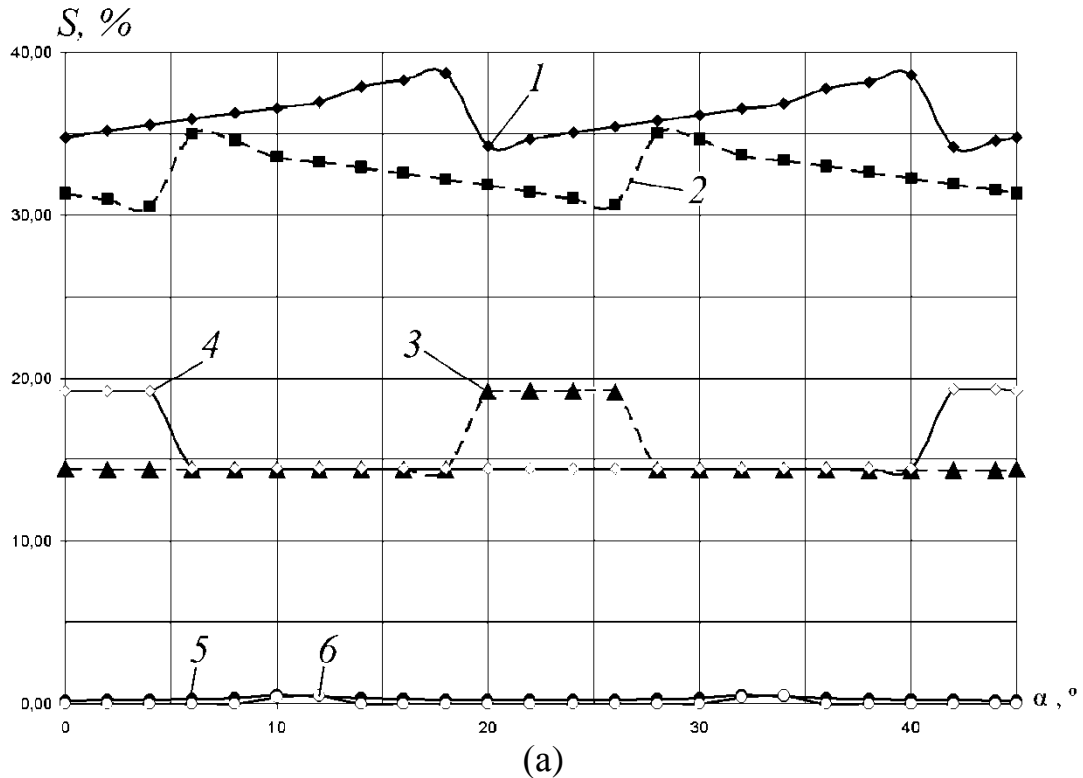


Рис. 14 Характер изменения геометрических площадей S на продольной плоскости сечения НШ в зависимости от угла поворота шестерен: (а) – для каждого условно изолированного объема; (б) – укрупненное изображение характера изменения площадей S_5 и S_6 : 1 – полость всасывания; 2 – полость нагнетания; 3 – верхний объем; 4 – нижний объем; 5 – запертый объем; 6 – раскрывающийся объем

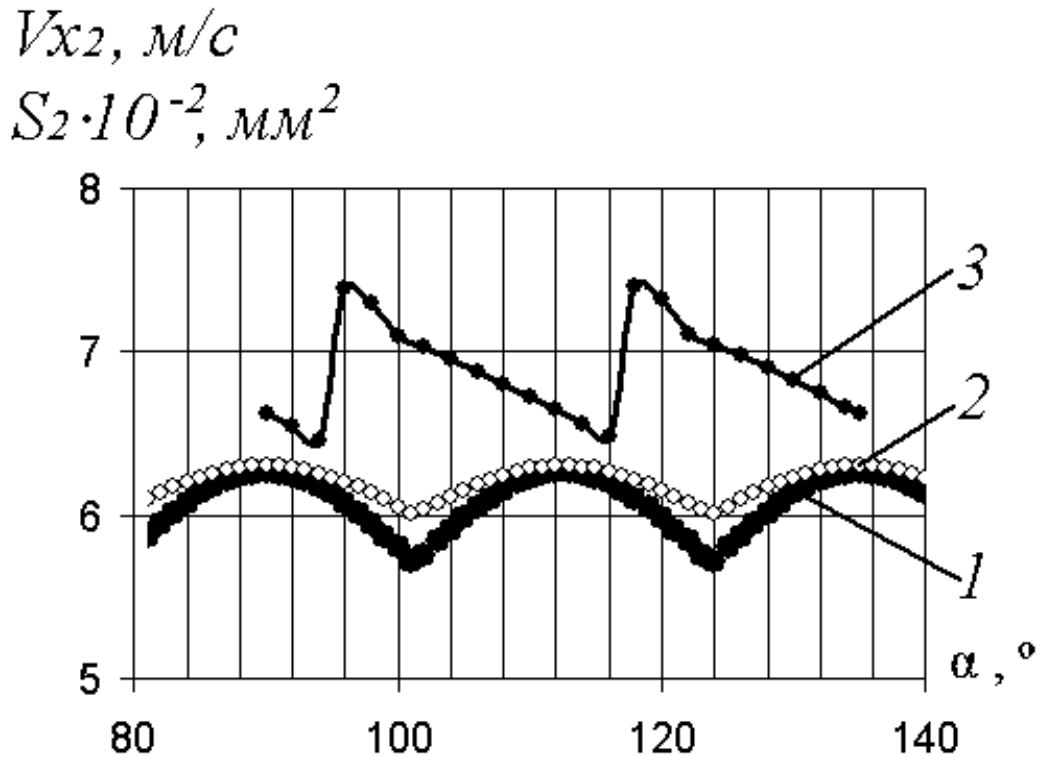


Рис. 15. Визуализированное представление корреляции характера изменения площади (объема) и пульсации скорости на выходе из НШ:
 1 – аппроксимация V_{x2} для НШ без разгрузки запертого объема;
 2 – аппроксимация V_{x2} для НШ с разгрузкой запертого объема;
 3 – изменение площади S_2 (объема) на выходе из НШ

Выводы.

1. Проведенный обзор работ показывает, что решение задач многокритериального проектирования и численного исследования гидродинамических характеристик потока вязкой несжимаемой жидкости в шестеренных насосах является одним из актуальных научных направлений в теории и практике разработки современных шестеренных насосов.

2. На основе предложенной математической модели шестеренного насоса (с рабочим объемом 32 см^3 и давлением 16 МПа) с вводом в исходные данные значений бокового зазора и коэффициента высоты ножки поставлена и решена задача многокритериальной оптимизации с учетом параметрических, функциональных и критериальных ограничений.

3. Результат численного моделирования изменения проекции вектора абсолютной скорости V_x , показал наличие пульсации скорости (подачи) на выходе насоса, которая составила для варианта НШ без разгрузочных канавок $9,4\%$, с разгрузочными канавками – $4,76\%$. Результат моделирования показал, что для варианта конструкции НШ без разгрузочных канавок величина пульсации скорости составила

0,59 м/с, а для варианта НШ с предложенной конфигурацией разгрузочных канавок – 0,3 м/с. Следует предположить, что форма разгрузочной канавки оказывает влияние на неравномерность подачи НШ.

4. Определен характер величин изменения отдельных, условно изолированных геометрических площадей S (а следовательно, и объемов) в НШ (для полостей всасывания и нагнетания, верхнего и нижнего объемов, запертого и раскрывающегося объемов), в зависимости от угла поворота шестерен. Это позволило выявить наличие двух пиков увеличения площади (объема) при повороте шестерен на один период (45°) для полости нагнетания.

5. Теоретически установлена и обоснована связь изменения объема и величиной пульсации скорости в полости нагнетания НШ. В угловом отношении сдвиг пиков роста объема и уменьшения величины скорости составила порядка 5° или $1/9$ периода.

Литература:

1. *Casoli P.* A numerical model for the simulation of external gear pumps / *P. Casoli, A. Vacca, G. Franzoni* ; Dipartimento di Ingegneria Industriale Università degli Studi di Parma. – Parma, Italy. – Б.г.

2. *Лурье З.Я.* Многокритериальная оптимизация и численное моделирование рабочего процесса шестеренного насоса внешнего зацепления / *З.Я. Лурье, А.И. Панченко, В.М. Соловьев, А.И. Гасюк* // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – 2014. – Вип. 14, Т. 4. – С. 103–127.

3. *Лурье З.Я.* Математическая модель качающего узла шестеренного насоса внешнего зацепления как объекта многокритериальной оптимизации / *З.Я. Лурье, И.В. Коваленко* // Вибрации в технике и технологиях. – 2003. – №3 (29). – С. 9–13.

4. *Соболь И.М.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / *И.М. Соболь, Р.Б. Статников*. – М.: Дрофа, 2006. – 175 с.

5. *Статников Р.Б.* Многокритериальное проектирование машин / *Р.Б. Статников, И.Б. Матусов*. – М.: Знание (Новое в жизни, науке, технике. Серия: Математика, кибернетика). – 1989. – №5. – 48 с.

6. Шестеренные насосы с ассиметричной линией зацепления шестерен. Теория конструкция и расчет / *Ю.В. Кулешков, М.И. Черновол, О.В. Бевз, Ю.А. Титов*. – Кировоград: Код, 2009. – 243 с.

7. *Кулешков Ю.В.* Оценка методов определения объемной подачи шестеренных насосов НШ / *Ю.В. Кулешков* // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. – Кировоград, 2004. – №34. – С. 178–186.

8. *Jianshou Z.* Optimizing technique of design parameters for quied in-

ternal pump / *Z. Jianshou, D. Xingen, X. Weixian* // Shanghai University. – 1990. – No.3. – P. 70–76.

9. *Лурье З.Я.* Многокритериальная оптимизация основных параметров качающих узлов шестеренных насосов внутреннего зацепления / *З.Я. Лурье, А.И. Жерняк* // Вестник машиностроения. – 1995. – №8. – С. 3–8.

10. *Magnusson J.* Numerical analysis the lubricant gap in external gear pumps considering microsurface features : Masters thesis / *J. Magnusson* ; Department of Applied Mechanics Chalmers University of Technology. - Gothenburg, Sweden, 2011. – 69 p.

11. *Vierendeels J.* Simulation of flow through complex shaped moving / *J. Vierendeels, K. Riemsdagh* // Mechanical and Thermal Eng. Fluid Dynamics. – Universiteit Gent, Belgium, 1996. – P. 499–504.

12. *Hyun K.* Two-dimensional CFD analysis of a hydraulic gear pump / *K. Hyun, M. Hazel, P. Suresh* // American Society Eng. – 2007. – 18 p.

13. *Юдин Е.М.* Шестеренные насосы / *Е.М. Юдин*. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.

14. *Болотовский И.А.* Цилиндрические эвольвентные передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии: Справочное пособие / *И.А. Болотовский, В.И. Гурьев, В.Э. Смирнов, В.И. Шендерей*. – М.: Машиностроение, 1974. – 160 с.

15. *Старжинский В.Е.* Словарь-справочник по зубчатым передачам: русско-англо-немецко-французский / *В.Е. Старжинский, В.Е. Антонюк, М.М. Кане* [и др.]. – Гомель; Минск: БелГИСС, 2005. – 99 с.

16. *Stryczek J.* Visualition research of the flow processes in the outlet chamber – outlet bridge – inlet chamber zone of gear pumps / *J. Stryczek, P. Antoniak, O. Jakhno* [et al.] // Archives of Civil and Mechanical Engineering. – 2014. – P. 1–14.

17. *Стричек Я.* Математическое моделирование ламинарного течения вязкой несжимаемой жидкости в линии нагнетания шестеренного насоса / *Я. Стричек, Д.В. Костюк, Н.В. Ногин, О.М. Яхно* // Промислова гідравліка і пневматика. – 2013. – №3 (41). – С. 37–43.

18. DIN 3960. Begriffe und Bestimmungsgroben für Stirnrader (Zylinderrader) und Stirnradpaare (Zylinderradpaare) mit Evolventenverzahnung. – 1987. – 59 S.

19. *Кулагин А.В.* Основы теории и конструирования гидропередач / *А.В. Кулагин, Ю.С. Демидов, Л.А. Кондаков*; под ред. *В.Н. Прокофьева* // М.: Высшая школа, 1968. – 400 с.

20. *Оксененко А.Я.* Диалоговая система решения инженерных задач многокритериальной оптимизации / *А.Я. Оксененко, З.Я. Лурье, Г.С. Левитин* // Управляющие системы и машины. – К.: Тэхніка, 1988. – Вып. 33. – С. 101–103.

21. *Соловьев В.М.* Численное моделирование потока в решетке реактора гидротрансформатора / *В.М. Соловьев, П.С. Завьялов, Ю.А.*

Подвойский // Проблемы машиностроения. – Харків, 2009. – Т. 12, №3. – С. 11–20.

22. Руководство пользователя FlowVision, версия 2.2.

ТРИВИМІРНЕ ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ОПТИМАЛЬНОГО ШЕСТЕРЕННОГО НАСОСА

Лур'є З.Я., Панченко А.І., Соловйов В.М., Гасюк О.І.

Анотація – в статті обговорюється питання формування наукового напрямку в області проектування шестеренних насосів зовнішнього зацеплення, заснованого на сполученні багатокритеріальної оптимізації параметрів зубчастої передачі (вузла, котрий качає) та тривимірного чисельного моделювання гідродинамічних процесів. Запропоновано математичну модель із використанням у якості вхідних даних бічного зазору та коефіцієнту висоти нижки зуба, на основі якої виконується багатокритеріальна оптимізація. Для насоса з робочим об'ємом 32 см^3 та з максимальним тиском 16 МПа наведені результати оптимізації геометричних параметрів зубчастого зацеплення та чисельного моделювання руху робочої рідини, зафіксовані та проаналізовані пульсації швидкості на виході з насоса.

THREE-DIMENSIONAL NUMERICAL MODELING OF THE OPERATION OF AN OPTIMUM GEAR PUMP

Z. Lourier, A. Panchenko, V. Solovyov, A. Garsyuk

Summary

The formation of scientific trend in the field of external gear pump design based on a combination of multi-criteria optimization of gear pump parameters and three-dimensional numerical modeling of hydrodynamic processes are described. Multi-criteria optimization based on the mathematical model with backlash and addendum coefficients is provided. Results of the gear geometrical parameter optimization, numerical modeling the working fluid motion are presented for a gear pump with working volume of 32 cm^3 and maximum pressure of 16 MPa are presented. Velocity fluctuations at the pump outlet are observed and analyzed.