

Підвищення ефективності використання самохідної техніки визначається наявністю гідромашин для приводів активних робочих органів та ходових систем. У гідроприводах самохідної техніки застосовуються планетарні гідромотори. Перевагою цих гідромоторів є можливість їх установки безпосередньо в приводні механізми бурових машин, транспортерів, лебідок, мотор-колів та ін. Основним вузлом, що лімітує роботу планетарного гідромотора, є розподільна система. Розподільна система створює обертове гідравлічне поле, що забезпечує робочий цикл планетарного гідромотора. Тому удосконалення конструктивних параметрів розподільної системи є актуальним напрямком на шляху поліпшення вихідних характеристик планетарного гідромотора. Розроблена розрахункова схема та запропонований математичний апарат дозволяють досліджувати вплив конструктивних параметрів розподільної системи на вихідні характеристики планетарного гідромотора.

Проведеними дослідженнями встановлено, що синхронність обертання гідравлічного поля залежить від кількості робочих камер і характеризується кінематичною схемою розподільної системи. Залежність зміни сумарної площі прохідного перетину розподільних систем для різних кінематичних схем носить циклічний характер з амплітудою коливань, яка залежить від кінематичної схеми. Обґрунтовано раціональні кінематичні схеми розподільних систем. Виявлено зону формування гідравлічних втрат, викликаних місцевими опорами, при проходженні робочої рідини через розподільні вікна золотника і розподільника. Розроблено алгоритм проектування проточних частин, що дозволяє використовувати раціональні кінематичні схеми розподільної системи з метою поліпшення вихідних характеристик планетарного гідромотора

Ключові слова: планетарний гідромотор, розподільна система, конструктивні параметри, проточні частини, пропускна здатність

УДК 621.225.001.4

DOI: 10.15587/1729-4061.2018.132504

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ПЛАНЕТАРНЫХ ГИДРОМОТОРОВ СЕРИИ PRG

А. И. Панченко

Доктор технических наук, профессор*

А. А. Волошина

Доктор технических наук, профессор*

О. В. Болтянский

Кандидат технических наук, доцент*

И. И. Милаева

Старший преподаватель*

И. П. Гречка

Кандидат технических наук, доцент

Кафедра теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин**

С. А. Хованский

Кандидат технических наук, доцент

Кафедра прикладной гидроаэромеханики

Сумский государственный университет

ул. Римского-Корсакова, 2, г. Сумы, Украина, 40007

М. С. Свиноренко

Кандидат технических наук, доцент

Кафедра теплогазоснабжения, вентиляции

и использования тепловых вторичных энергоресурсов

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры

ул. Сумская, 40, г. Харьков, Украина, 61002

E-mail: m_a_k_s_i_m@ua.fm.

Е. А. Глибко

Кандидат технических наук, доцент

Кафедра геометрического моделирования и компьютерной графики**

М. А. Максимова

Кандидат технических наук, доцент

Кафедра пожарной профилактики в населенных пунктах

Национальный университет гражданской обороны Украины

ул. Чернышевская, 94, г. Харьков, Украина, 61023

Н. М. Параняк

Кандидат технических наук, ассистент

Кафедра гражданской безопасности

Национальный университет «Львовская политехника»

ул. С. Бандеры, 12, г. Львов, Украина, 79013

*Кафедра мобильных энергетических средств

Таврический государственный агротехнологический университет

пр. Б. Хмельницкого, 18, г. Мелитополь, Украина, 72310

**Национальный технический университет

«Харьковский политехнический институт»

ул. Кирпичева, 2, г. Харьков, Украина, 61002

1. Введение

В настоящее время повышение эффективности использования самоходной техники в большей мере опре-

деляется гидрофикацией активных рабочих органов и ходовых систем. Самыми распространенными гидромашинами, применяемыми в силовых гидроприводах самоходной техники, являются планетарные гидромашин-

ны [1–7]. Под планетарными гидромашинами подразумеваются гидромашин, работающие по принципу планетарного редуктора, аналогичные орбитальным, героторным, героллерным и т. п. [3–8]. Эти гидромашин отличаются малой металлоемкостью, компактностью, хорошими энергетическими характеристиками и используются в качестве высокомоментных гидромоторов для приводов активных рабочих органов самоходной техники. Большим преимуществом планетарных гидромоторов является возможность их установки непосредственно в приводные механизмы буровых машин, транспортеров, лебедок, мотор-колес и т. п. [1, 2, 9].

Необходимо отметить, что наряду с указанными преимуществами планетарные гидромоторы имеют довольно сложную систему распределения рабочей жидкости. Распределительная система предназначена для создания вращающегося гидравлического поля, обеспечивая рабочий цикл планетарного гидромотора. Вращающееся гидравлическое поле гидромотора выполняет роль вала планетарного редуктора [1, 9].

В процессе эксплуатации гидромашин планетарного типа подвод жидкости к рабочим камерам осуществляется через каналы и распределительные окна, образующие проточные части распределительной системы, имеющие сложную геометрическую форму [10–12]. Местные сопротивления, образованные сложной геометрией проточных частей распределительной системы, ограничивают функциональные возможности планетарного гидромотора, снижая его гидромеханический КПД и мощность.

Таким образом, изучение вопросов, связанных с проектированием проточных частей распределительных систем планетарных гидромоторов, является актуальной и одной из первоочередных задач при проектировании объемных гидромашин. Решение поставленной задачи позволит улучшить выходные характеристики планетарных гидромоторов для привода активных рабочих органов и ходовых систем сельскохозяйственной, лесозаготовительной, буровой, строительной, дорожной, коммунальной и другой самоходной техники.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Разработанная математическая модель героторного насоса [3] описывает изменение нагрузок в зубчатом соединении. Проведены экспериментальные исследования опытных образцов героторных насосов. Предложены рекомендации для разработки роторов героторных машин [4], но не рассмотрено распределение жидкости в рабочие камеры.

Разработанная программа для проектирования гипциклоидальных поверхностей [5] роторов героторных машин учитывает уравнения гидродинамики движения жидкости в рабочих камерах. Предложена методика проектирования и изготовления роторов героторных машин и технологический процесс изготовления роторов [6]. Вопросы, связанные с определением потерь рабочей жидкости на пути к рабочим камерам, не рассматривались.

Большое внимание уделено проектированию роторов героторных гидромашин с помощью прикладных пакетов [7], позволяющих сократить время на проектирование и испытание новых конструкций героторных машин и повысить их производительность. Однако не

исследовано влияние геометрических параметров проточных частей распределительной системы на выходные характеристики героторных гидромашин.

Адекватность модели, описывающей трибологические изменения геометрии рабочих поверхностей роторов орбитальных гидромоторов при износе [8], подтверждается экспериментальными исследованиями. Течение жидкости по подводным каналам гидромотора не исследовалось.

Предложена оценка расхода рабочей жидкости в героторных гидромашин [10] с помощью безразмерных параметров, но ничего не сказано о гидравлических потерях.

Моделирование течения рабочей жидкости по каналам героторных гидромоторов [11] обосновывает причины возникновения кавитационных явлений в зоне распределения [12]. Определение потерь в проточных частях распределительных систем не рассматривалось.

В [13] рассмотрены силы, действующие в зубчатом зацеплении героторного насоса, с учетом компрессионного состояния рабочей жидкости. Разработаны рекомендации для проектирования героторных насосов. Не рассмотрены вопросы, связанные с местными гидравлическими потерями в героторной гидромашине.

На основании геометрических, математических и гидродинамических моделей, представленных в работах [14, 15], выполнены теоретические исследования влияния геометрических параметров проточных частей героторного насоса на его выходные характеристики. Необходимо отметить, что работа роторов героторного насоса принципиально отличается от работы роторов планетарного (орбитального) гидромотора. Для функционирования героторного насоса нет необходимости создавать вращающееся гидравлическое поле рабочей жидкости.

Представленная 3D модель орбитального героторного гидромотора [16] учитывает динамически изменяющийся объем рабочей жидкости в рабочих камерах. Предложен алгоритм деформирования сетки в программном пакете CFD. Однако не рассмотрены вопросы течения рабочей жидкости в проточных частях распределительных систем.

Таким образом, вопрос исследования взаимосвязи конструктивных параметров элементов распределительной системы и выходных характеристик планетарного гидромотора изучен недостаточно. Изучение данного вопроса позволит решить научную проблему – улучшение выходных характеристик планетарного гидромотора, путем усовершенствования конструктивных параметров проточных частей его распределительной системы.

3. Цель и задачи исследования

Целью исследования является обоснование конструктивных параметров проточных частей распределительной системы для улучшения выходных характеристик планетарного гидромотора.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать расчетную схему и предложить математический аппарат, позволяющие исследовать влияние конструктивных параметров распределительной системы на выходные характеристики планетарного гидромотора;

– исследовать и обосновать рациональные кинематические схемы распределительной системы, обеспечивающие улучшение выходных характеристик планетарного гидромотора;

– разработать алгоритм проектирования проточных частей для использования рациональных кинематических схем распределительной системы планетарного гидромотора.

4. Материалы и методы проектирования распределительной системы планетарного гидромотора

Одним из основных узлов, лимитирующих работу планетарного гидромотора, является система распределения рабочей жидкости. Распределительная система предназначена для подачи жидкости в рабочие камеры гидромотора в строго определенной последовательности [1, 2, 9, 17, 18].

Распределительная система планетарного гидромотора состоит из двух элементов неподвижного золотника (рис. 1, *а*) и подвижного распределителя (рис. 1, *б*).

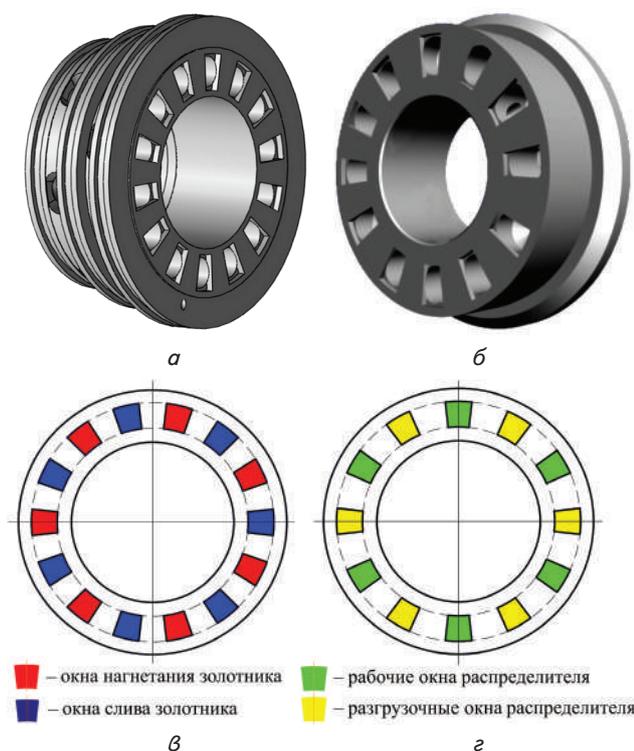


Рис. 1. Элементы распределительной системы: *а* – золотник, *б* – распределитель, *в* – торцевая поверхность золотника; *г* – торцевая поверхность распределителя

Торцевая поверхность золотника представляет собой кольцо, на котором симметрично расположены распределительные окна нагнетания и слива рабочей жидкости (рис. 1, *в*). На торцевой поверхности распределителя, выполненной также в виде кольца, расположены распределительные окна – рабочие и разгрузочные (рис. 1, *г*). Распределительные окна золотника и распределителя выполнены в форме сегмента – такая форма является

оптимальной для данного типа распределительной системы [9, 17]. При работе распределительной системы планетарного гидромотора торцевые поверхности золотника и распределителя находятся в постоянном контакте, образуя зону распределения. Рабочие окна распределителя используются для распределения рабочей жидкости, а разгрузочные – для уравнивания. Количество окон нагнетания золотника, отнесенное к количеству рабочих окон распределителя, определяет номер кинематической схемы распределительной системы планетарного гидромотора.

Внутри золотника и распределителя находятся каналы сложной конфигурации, которые совместно с окнами нагнетания и слива золотника, а также с рабочими окнами распределителя, образуют проточные части распределительной системы. Основной характеристикой проточных частей распределительной системы планетарного гидромотора является площадь проходного сечения распределительных окон, расположенных в зоне распределения, характеризующая пропускную способность распределительной системы в целом.

Для определения взаимосвязи геометрических параметров проточных частей зоны распределения и проходного сечения распределительной системы разработана расчетная схема зоны распределения проточных частей распределительной системы (рис. 2).

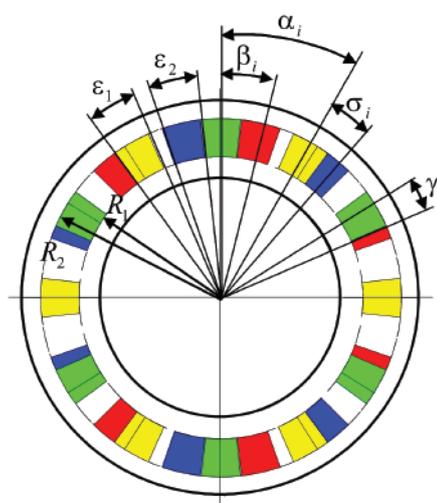


Рис. 2. Расчетная схема зоны распределения проточных частей распределительной системы: α_i – угол расположения окон распределителя; β_i – угол расположения окон золотника; ϵ_1 – угол раствора окон распределителя; ϵ_2 – угол раствора окон золотника; σ_i – угол между центрами окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии; γ_i – угол перекрытия окон золотника окнами распределителя; R_1 и R_2 – внутренний и внешний радиусы расположения распределительных окон

Количество окон (рис. 2) распределителя Z_1 и золотника Z_2 связано зависимостью: $Z_1 = Z_2 - 2$. Геометрические формы кольцевой поверхности распределителя и золотника задаются внутренним R_1 и внешним R_2 радиусами [9]. Угол между рабочими окнами распределителя в статическом положении равен $\alpha = 2\pi/Z_1$, а угол между окнами золотника – $\beta = 2\pi/Z_2$.

Угол расположения первого окна золотника β_1 определяется выражением:

$$\beta_1 = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (1)$$

а углы расположения последующих окон золотника будут равны:

$$\beta_2 = \beta_1 + \beta, \dots, \beta_i = \beta_{i-1} + \beta, \quad (2)$$

где $\beta_1, \beta_3, \dots, \beta_i$ – окна нагнетания (нечетные); $\beta_2, \beta_4, \dots, \beta_i$ – окна слива золотника (четные).

Угол расположения первого рабочего окна распределителя α_1 определяется выражением:

$$\alpha_1(t) = \int \omega_{г.м.} dt, \quad (3)$$

а углы расположения последующих окон распределителя будут равны:

$$\alpha_2(t) = \alpha_1(t) + \alpha, \dots, \alpha_i(t) = \alpha_{i-1}(t) + \alpha, \quad (4)$$

где $\alpha_1, \alpha_3, \dots, \alpha_i$ – рабочие окна (нечетные); $\alpha_2, \alpha_4, \dots, \alpha_i$ – разгрузочные окна распределителя (четные).

Тогда, текущий угол между центрами окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии, будет равен:

$$\sigma_i(t) = |\beta_i - \alpha_i(t)|. \quad (5)$$

При этом, для перекрытия окон должно выполняться условие $\sigma_i \leq \beta/2$.

Угол, ограничивающий геометрические параметры распределительных окон, равен:

$$\varepsilon = \frac{\pi}{Z_2}. \quad (6)$$

Известно [9, 17], что распределительная система с равными геометрическими параметрами окон распределителя ε_1 и золотника ε_2 , т. е. при $\varepsilon = \varepsilon_1 = \varepsilon_2$ имеет наибольшую пропускную способность.

Зная угол, ограничивающий геометрические параметры распределительных окон определим угол перекрытия окон золотника окнами распределителя:

$$\gamma_i(t) = \varepsilon - \sigma_i(t). \quad (7)$$

Если текущий угол между центрами окон распределителя и золотника, находящихся в перекрытии равен нулю, т. е. $\sigma_i = 0$, то окно распределителя полностью перекрывает окно золотника и угол перекрытия равен углу раствора окна $\gamma_i = \varepsilon$.

Площадь проходного сечения распределительной системы зависит от площади перекрытия окон распределителя и золотника с учетом их взаимного расположения. В зависимости от угла поворота вала гидромотора площадь перекрытия i -го окна распределителя с окнами нагнетания золотника описывается следующей зависимостью:

$$S_i(t) = \sum_{i=1}^z \left(\frac{\pi}{Z_2} - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right) \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2}, \quad (8)$$

при выполнении условия $\alpha_1(t) \leq 2\pi$, если же $\alpha_1(t) > 2\pi$, то $\alpha_1(t) = \alpha_1(t) - 2\pi$.

Для последующих окон распределителя площадь перекрытия определяется по аналогии, а суммарная площадь перекрытия, т. е. площадь проходного сечения распределительной системы, будет равна:

$$S_{н.с} = \sum_{i=1}^z S_i(t).$$

Скорость потока жидкости $v_{ср}$ в распределительных окнах определяется из выражения $Q = S_{н.с} \cdot v_{ср}$ согласно [9, 17]:

$$v_{ср} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (9)$$

где Δp – перепад давления рабочей жидкости; ρ – плотность рабочей жидкости.

С учетом выражения (9) расход жидкости будет определяться по формуле:

$$Q = \mu \cdot S_{н.с} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (10)$$

Подставив в выражение (10) выражение (8), получим теоретический расход рабочей жидкости в распределительной системе:

$$Q = \mu \cdot \sum_{i=1}^z \left[\frac{\pi}{Z_2} - |\beta_i - \alpha_i(t)| \right] \cdot \frac{(R_2^2 - R_1^2)}{2} \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}. \quad (11)$$

Установлено [9, 13], что основным источником возникновения пульсаций в проточных частях распределительной системы является зона распределения, образованная торцевыми поверхностями золотника и распределителя. Изменение площади проходного сечения распределительной системы в зависимости от количества распределительных окон влияют на форму и фактическую величину пульсаций.

Предложенные математические зависимости, описывающие изменения количества рабочей жидкости, проходящей через распределительную систему, позволяет исследовать влияние изменения площади проходного сечения на выходные характеристики планетарного гидромотора.

Влияние конструктивных параметров распределительной системы и пульсации рабочей жидкости на выходные характеристики планетарного гидромотора исследовано путем параметрического моделирования работы распределительной системы в условиях эксплуатации планетарного гидромотора.

Для моделирования работы распределительной системы принимаем следующие исходные данные и начальные условия (на примере планетарного гидромотора серии PRG-22):

- угловая скорость вала гидромотора равна $\omega = 68 \text{ с}^{-1}$;
- углы, ограничивающие геометрические параметры распределителя ε_1 и золотника ε_2 равны, т. е. $\varepsilon = \varepsilon_1 = \varepsilon_2$;
- внутренний радиус расположения распределительных окон равен $R_1 = 29 \text{ мм}$;
- внешний радиус расположения распределительных окон равен $R_2 = 43 \text{ мм}$.

5. Анализ результатов исследований конструктивных параметров проточных частей распределительной системы

Кинематическая схема распределительной системы выбираются в зависимости от функционального назначения проектируемого планетарного гидромотора. Эти схемы характеризуют синхронность вращения гидравлического поля с рабочими элементами гидромотора.

Проведенными исследованиями изменения суммарной площади проходного сечения распределительной системы от кинематической схемы (рис. 3) установлено, что с увеличением количества распределительных окон распределительной системы возрастает. Однако использование кинематических схем 14/13 и больше не целесообразно, так как снижается пропускная способность распределительной системы в целом. Анализируя полученную зависимость (рис. 3), можно сделать следующее заключение, что изменение суммарной площади проходного сечения для кинематических схем от 4/3 до 13/12 можно представить тремя зависимостями (рис. 4).

Для кинематических схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9 и 12/11 изменения суммарных площадей проходного сечения распределительных систем (рис. 4, а) носит циклический характер. В зависимости от кинематической схемы, колебания площади проходного сечения зон нагнетания и слива изменяются в противофазе.

Зависимость изменения суммарных площадей проходного сечения распределительных систем для кинематических схем 7/6 и 11/10 представляет собой ломанную (пилообразную) кривую (рис. 4, в). Кривые суммарных площадей проходного сечения зон нагнетания и слива изменяются синхронно (в фазе).

Работа распределительной системы гидромотора без пульсации потока рабочей жидкости обеспечивается кинематическими схемами 5/4; 9/8 и 13/12. Зависимости изменения суммарных площадей проходного сечения для данных кинематических схем выражены прямой линией (рис. 4, б).

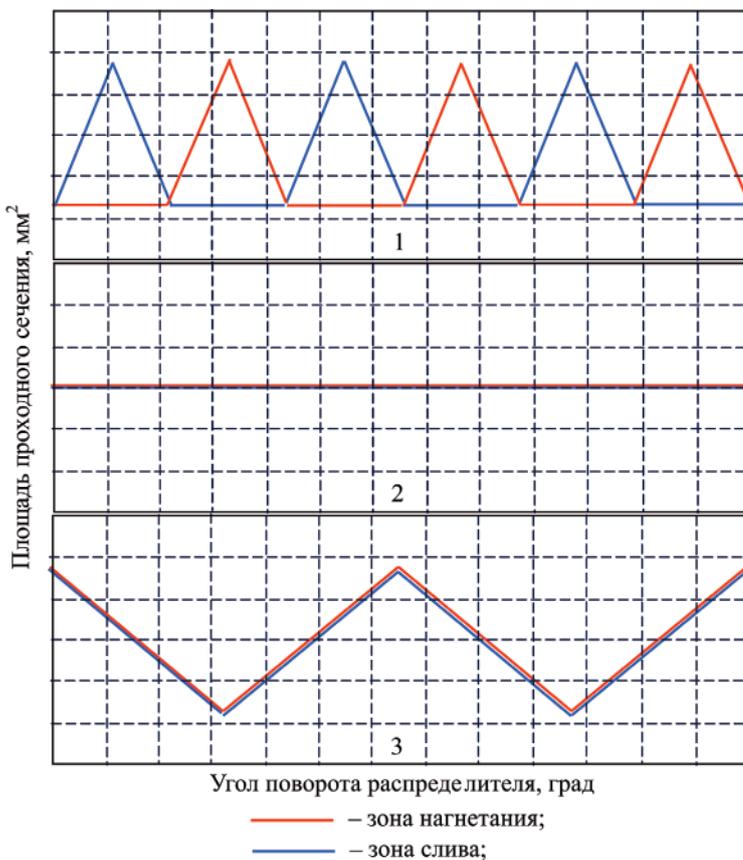


Рис. 4. Изменения суммарных площадей проходного сечения распределительных систем для различных кинематических схем: 1 – 4/3; 6/5; 8/7; 10/9; 12/11; 2 – 5/4; 9/8; 13/12; 3 – 7/6; 11/10

Необходимо отметить, что увеличения площади проходного сечения распределительной системы можно достичь путем использования разгрузочных окон распределителя в качестве рабочих (рис. 5). Угловой сдвиг окон распределителя позволяет снизить пульсацию потока рабочей жидкости. Методика увеличения площади проходного сечения и снижения пульсации потока рабочей жидкости путем углового сдвига окон распределительной системы детально изложена в работе [9].

Рассмотрим работу распределительной системы с использованием разгрузочных окон распределителя в качестве рабочих. При положении распределителя и золотника в начальный момент времени

(рис. 5) справа расположены рабочие окна распределителя, перекрывающие окна нагнетания 3 золотника – зона нагнетания, а слева – рабочие окна распределителя, перекрывающие окна слива 4 золотника – зона слива.

Увеличить пропускную способность распределительной системы можно, совмещая разгрузочные окна с соответствующими рабочими камерами (рис. 5) с помощью дополнительных проточных частей. Для этого на наружной поверхности вала, сопряженной с распределителем, нарезают дополнительные винтовые каналы (рис. 6, а), а на внутренней поверхности распределителя, сопряженной с валом, выполняют дополни-

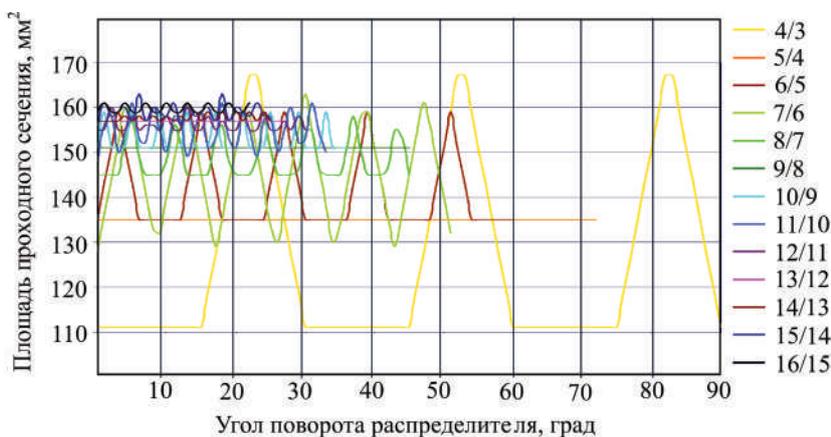


Рис. 3. Изменение суммарной площади проходного сечения распределительных систем для различных кинематических схем

тельные сверления (рис. 6, б). Полученные проточные части, образованные разгрузочными окнами распределителя, дополнительными сверлениями и винтовыми каналами, позволяют подвести жидкость в рабочие камеры гидромотора. Количество винтовых каналов обуславливается кинематической схемой распределительной системы [9].

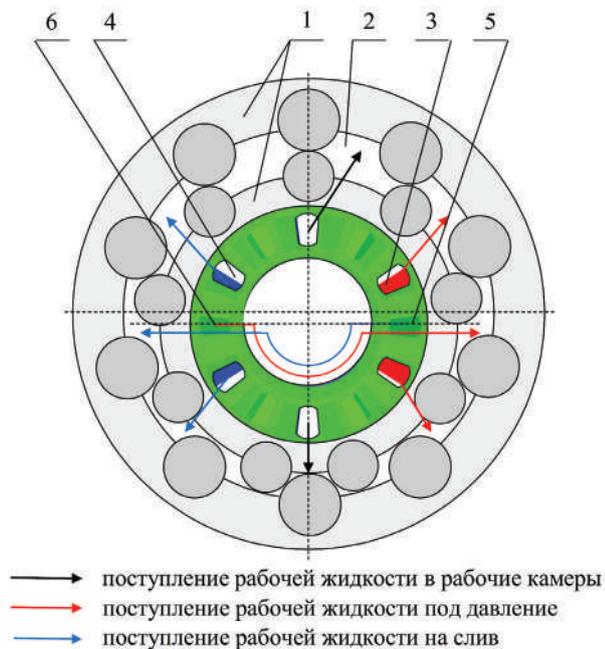


Рис. 5. Схема поступления жидкости в рабочие камеры гидромотора: 1 — зубчатая пара; 2 — рабочие камеры, образованные зубчатым зацеплением; 3 — перекрытие окон нагнетания золотника рабочими окнами распределителя; 4 — перекрытие окон слива золотника рабочими окнами распределителя; 5 — перекрытие окон слива золотника разгрузочными окнами распределителя; 6 — перекрытие окон нагнетания золотника разгрузочными окнами распределителя

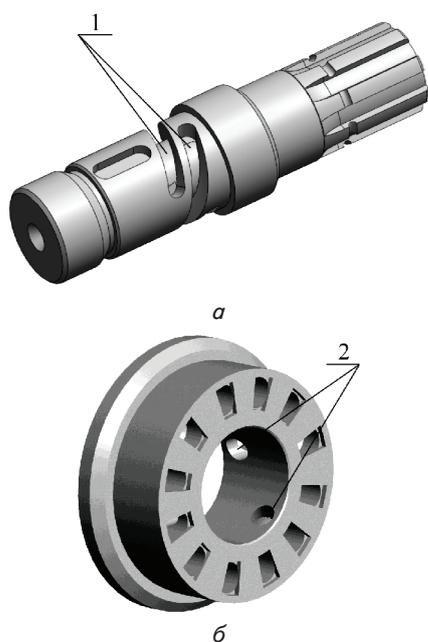


Рис. 6. Дополнительные элементы распределительной системы: а — на валу; б — на распределителе

Для исследования прохождения рабочей жидкости через проточные части распределительной системы необходимо рассмотреть перемещение рабочей жидкости в каналах и отверстиях распределителя и золотника, а также в зоне распределения, образованной распределительными окнами.

На рис. 7, изображены типы каналов проточных частей, выполненные в золотнике и распределителе.

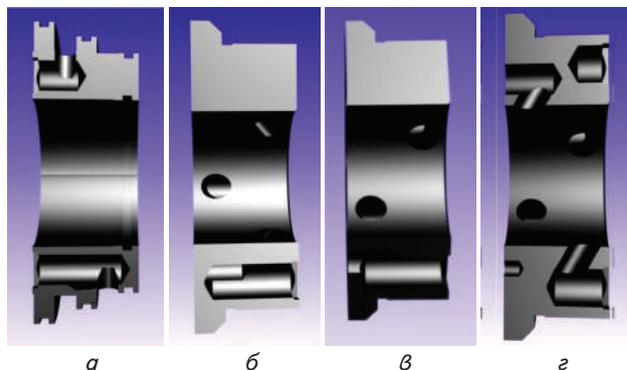


Рис. 7. Каналы, по которым перемещается рабочая жидкость: а — в золотнике; б, в, г — в распределителе

С целью улучшения выходных характеристик планетарного гидромотора необходимо выявить зоны формирования гидравлических потерь, вызванных местными сопротивлениями, при прохождении рабочей жидкости через проточные части распределительной системы. Для этого были созданы образы проточных частей золотника (рис. 8) и распределителя (рис. 9) образованные каналами и распределительными окнами.

Проточные части золотника сформированы (рис. 8, а) кольцевым каналом 1, радиальным 2 и торцевым 3, который сопрягается с торцевой поверхностью распределителя [18]. Образы проточных частей золотника представлены (рис. 8, б) зоной нагнетания 5 и слива 6.

Проточные части распределителя сформированы каналами 1, 2 и 3 (рис. 9, а), по которым рабочая жидкость подается в рабочие камеры. Образы проточных частей распределителя представлены (рис. 9, б) тремя типами каналов различной конфигурации. Проточные части 1 и 2 идентичны (с точки зрения формирования местных сопротивлений), поэтому при исследовании рассматривался только один из каналов. Проточная часть 3 представляет собой сложную конфигурацию и состоит из каналов различных форм и сечений.

Для визуализации процесса перемещения рабочей жидкости по каналам и распределительным отверстиям разработана схема (рис. 10) взаимосвязи сопрягающихся элементов проточных частей распределительной системы. Предложенная схема позволяет выполнить визуальное моделирование перемещения жидкости в последовательно соединенных проточных частях золотника 1 и распределителя 4 с помощью любого программного пакета позволяющего решить поставленную задачу. При моделировании было принято, что жидкость через проточные части каналов 2 золотника 1 попадает в окна 3, расположенные на его торцевой поверхности. Окна 3 контактируют с окнами 6, выполненными на торцевой поверхности распределителя 4. В рабочие камеры гидромотора жидкость поступает по проточным частям каналов 5 распределителя 4.

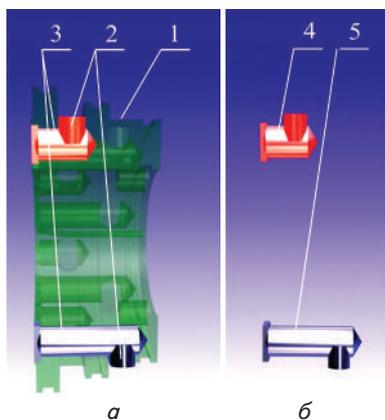


Рис. 8. Проточные части золотника:
а – каналы; *б* – образы проточных частей; 1 – кольцевой канал; 2 – радиальный канал; 3 – торцевой канал; 4 – зона нагнетания; 5 – зона слива

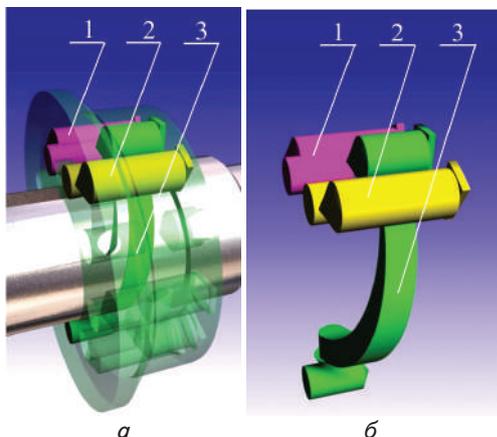


Рис. 9. Проточные части распределителя:
а – каналы; *б* – образы проточных частей; 1 – канал, представленный на рис. 7, *б*; 2 – канал, представленный на рис. 7, *в*; 3 – канал, представленный на рис. 7, *г*

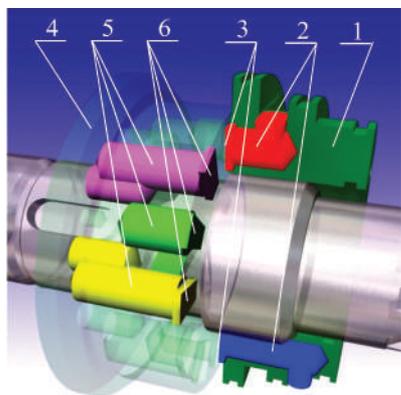


Рис. 10. Схема взаимосвязи элементов проточных частей распределительной системы:
 1 – золотник; 2 – образы каналов проточных частей золотника; 3 – образы окон нагнетания и слива золотника; 4 – распределитель; 5 – образы каналов проточных частей распределителя; 6 – образы рабочих и разгрузочных окон распределителя

Моделирования течения рабочей жидкости в проточных частях распределительной системы осуществлялось

с помощью универсальной программной системы конечно-элементного анализа «Ansys». Анализ результатов моделирования показывает (рис. 11), что давление в канале золотника в зоне нагнетания (рис. 11, *а*) составляет 19,9 МПа, а в каналах распределителя – 17,7 МПа [18]. Давление рабочей жидкости в зоне контакта распределительных окон при их частичном перекрытии составляет 19,25 МПа, а давление при входе в рабочую камеру – 17,7 МПа.

Для сливной магистрали давление в канале распределителя составляет 4 МПа (рис. 11, *б*), золотника – 3 МПа. Давление в зоне контакта распределительных окон при их полном перекрытии составляет 3,6 МПа.

Анализ изменения давления жидкости показывает (рис. 12), что в зоне нагнетания (рис. 12, *а*) в канале золотника давление составляет 19,9 МПа, в канале распределителя – 19,4 МПа, а в винтовой канавке – 19,6 МПа. Давление рабочей жидкости в зоне контакта распределительных окон при их полном перекрытии составляет 19,8 МПа, а давление при входе в рабочую камеру – 19,3 МПа.

Для сливной магистрали давление рабочей жидкости при выходе из рабочей камеры составляет 4 МПа (рис. 12, *б*). Давление в канале распределителя изменяется от 4 МПа до 3,995 МПа, по винтовой канавке – от 3,995 до 3,988 МПа, а в канале золотника составляет 3,97 МПа. Давление рабочей жидкости в зоне контакта распределительных окон при их полном перекрытии составляет 3,985 МПа.

Скорость течения рабочей жидкости в нагнетательной магистрали (рис. 13, *а*) в каналах золотника и распределителя составляет порядка 15 м/с, а в зоне контакта распределительных окон при их частичном перекрытии – 45 м/с.

Для сливной магистрали скорость течения рабочей жидкости (рис. 13, *б*) в каналах распределителя и золотника при полностью перекрытых распределительных окнах составляет 9 м/с.

Для нагнетательной магистрали скорость течения рабочей жидкости (рис. 14, *а*) составляет в каналах золотника – 7 м/с, распределителя – 20 м/с, а в процессе перемещения по винтовой канавке, выполненной на валу гидромотора, изменяется от 20 м/с до 7 м/с. Скорость рабочей жидкости в зоне контакта распределительных окон при полном перекрытии составляет порядка 10 м/с, а при попадании в рабочую камеру – 13 м/с.

Скорость течения рабочей жидкости в сливной магистрали (рис. 14, *б*) при выходе из рабочей камеры составляет 0,9 м/с, в каналах распределителя – 1,8 м/с, по винтовой канавке – 2,5 м/с, в каналах золотника – 1,5 м/с. В зоне контакта распределительных окон при полном перекрытии скорость составляет 2,7 м/с.

Проведенными исследованиями выявлена зона формирования гидравлических потерь, вызванных местными сопротивлениями, при прохождении рабочей жидкости через распределительные окна золотника и распределителя – зону распределения (рис. 11). Исследование течения жидкости в проточных частях каналов сложной конфигурации (канал типа 3, рис. 9), образованных при использовании разгрузочных окон распределителя в качестве дополнительных, не вызывает значительных гидравлических потерь (рис. 12, 14).

При разработке планетарного гидромотора серии PRG (в настоящее время выпускается серийно) был использован предложенный алгоритм проектирования проточных частей распределительных систем. В связи с кон-

структивными особенностями гидромотора серии PRG используется кинематическая схема распределительной системы 7/6. При проектировании проточных частей рас-

пределительной системы рассматривалось два варианта использования дополнительных проточных частей – с двумя и тремя разгрузочными окнами.

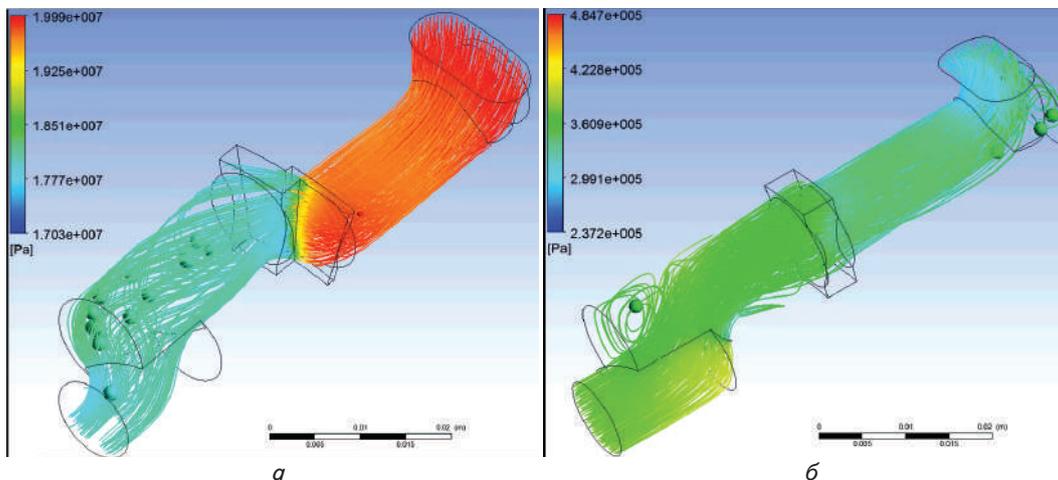


Рис. 11. Изменение давления рабочей жидкости в каналах золотника и распределителя (каналы типа 1, 2 (рис. 9): а – при нагнетании; б – при сливе рабочей жидкости

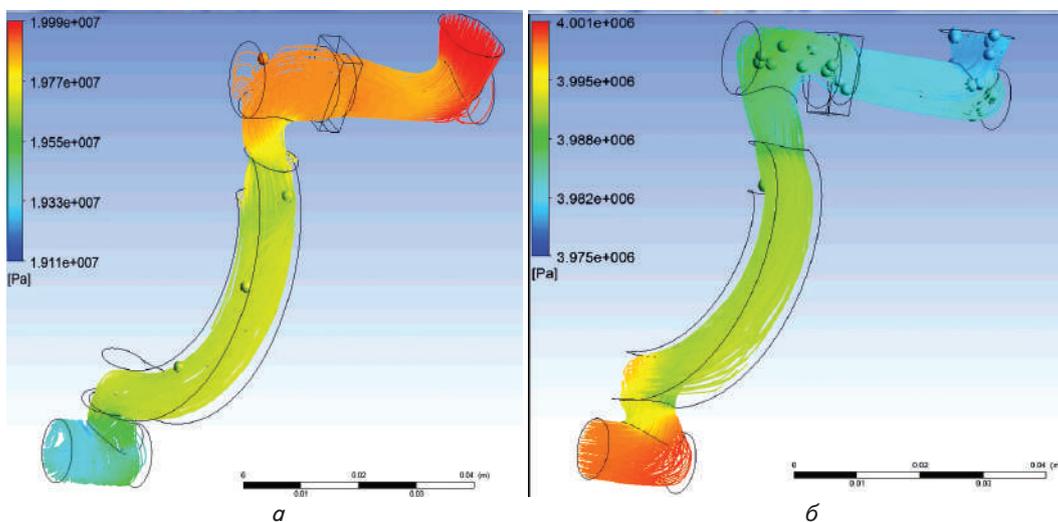


Рис. 12. Изменение давления рабочей жидкости в каналах золотника и распределителя (канал типа 3 (рис. 9)): а – при нагнетании; б – при сливе рабочей жидкости

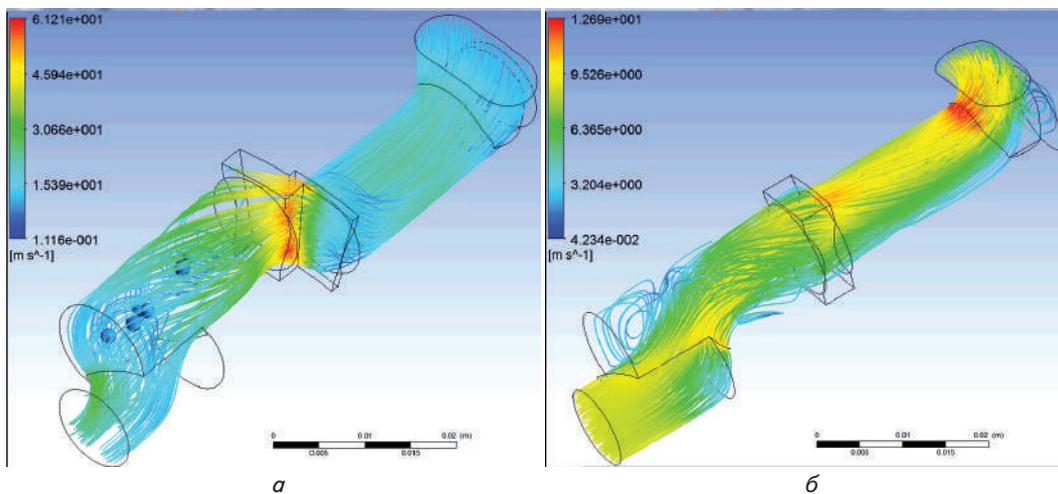


Рис. 13. Изменение скорости течения рабочей жидкости в каналах золотника и распределителя (каналы типа 1, 2 (рис. 9)): а – при нагнетании; б – при сливе рабочей жидкости

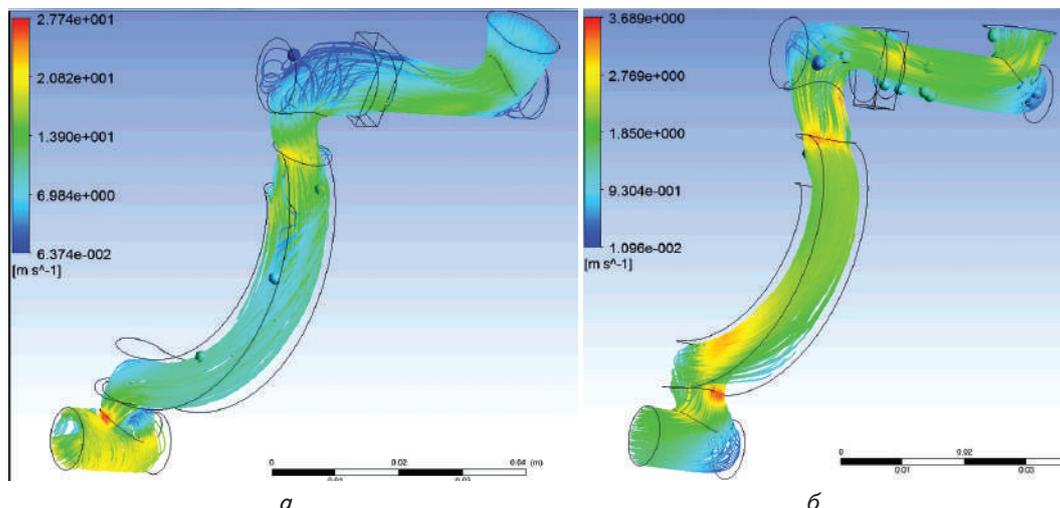


Рис. 14. Изменение скорости течения рабочей жидкости в каналах золотника и распределителя (канал типа 3 (рис. 9)): а – при нагнетании; б – при сливе рабочей жидкости

Так как критической зоной при проектировании проточных частей является зона распределения, то дальнейшие исследования заключались в определении изменения суммарной площади проходного сечения распределительной системы. Анализ зависимости (рис. 15) показывает, что площадь проходного сечения без использования разгрузочных окон изменяется от 150 мм² до 190 мм², с амплитудой колебаний 40 мм². Колебания площади вызывают пульсацию потока рабочей жидкости, негативно влияющую на работу планетарного гидромотора.

Анализ изменения площади проходного сечения в распределительной системе гидромотора серии PRG с использованием трех разгрузочных окон показал, что площадь проходного сечения увеличилась.

При этом площадь изменяется от 200 мм² до 268 мм², с амплитудой колебаний 68 мм² (рис. 15). В результате сдвига окон [9], изменения площади проходного сечения составляют 220...236 мм² при амплитуде 16 мм².

При использовании распределительной системой с двумя разгрузочными окнами, после сдвига окон распределителя, площадь проходного сечения составила 236 мм² (рис. 15) без пульсаций потока рабочей жидкости.

Проведенные исследования показывают, что использование разгрузочных окон распределителя в качестве рабочих позволяет применять различные кинематические схемы распределительных систем в зависимости от конструктивных особенностей гидромотора.

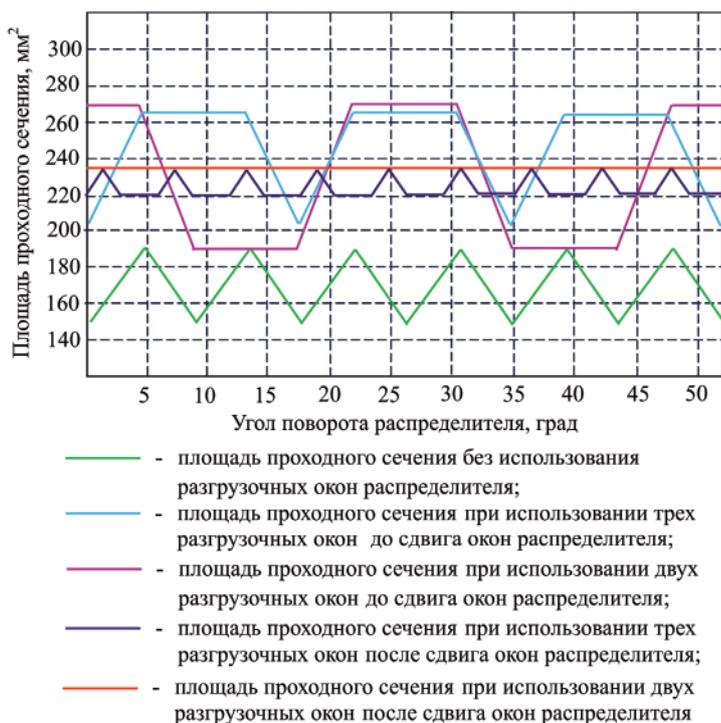


Рис. 15. Зависимость изменения суммарной площади проходного сечения распределительной системы от угла поворота вала планетарного гидромотора

6. Обсуждение результатов исследований конструктивных параметров проточных частей распределительной системы

Разработана расчетная схема и предложен математический аппарат, позволяющие исследовать влияние конструктивных параметров распределительной системы на выходные характеристики планетарного гидромотора. Особенностью расчетной схемы является возможность ее использования при проектировании торцевых распределительных систем гидромашин объемного действия независимо от количества распределительных окон и кинематической схемы распределительной системы.

Благодаря предложенному математическому аппарату, становится возможным определение суммарной площади проходного сечения проточных частей в зоне распределения, а также скорости потока рабочей жидкости в этой зоне.

Проведенными исследованиями выявлена зона формирования максимальных гидравлических потерь – зона распределения (рис. 11). При этом установлено, что использование в проточных частях каналов сложной конфигурации не вызывает значительных гидравлических потерь (рис. 12, 14). Это объясняется тем, что при движении жидкости по каналам с заданным сече-

нием потери жидкости на трение о стенки каналов практически не изменяются. В зоне распределения проходное сечение перекрывающихся окон постоянно изменяется от нуля до максимума, следовательно, гидравлические потери будут максимальными. Поэтому, при проектировании проточных частей распределительных систем, особое внимание уделяют формированию зоны распределения, образованной торцевыми поверхностями золотника и распределителя, как зоны создающей максимальные местные потери. При использовании распределительных окон другой конфигурации (круглых, овальных и т. д.) выражение (8) для определения площади перекрытия необходимо видоизменить в зависимости от геометрии рассматриваемых окон.

Благодаря разработанному алгоритму определена последовательность действий при проектировании распределительных систем гидромашин:

- на основании результатов исследований (рис. 3, 4) становится возможным произвести выбор кинематической схемы проектируемой распределительной системы;
- исходя из конструктивных особенностей проектируемой гидромашинной определяется необходимость использования разгрузочных окон распределителя в качестве рабочих. Это объясняется тем, что использование разгрузочных окон позволяет увеличивать площадь проходного сечения проточных частей распределительной системы в зоне распределения;
- с целью устранения пульсаций, при необходимости, проводится расчет изменения углового расположения распределительных окон по существующей методике [9].

Предложенный алгоритм проектирования проточных частей может быть использован при разработке торцевых распределительных систем различных гидромашин объемного принципа действия.

Благодаря рассмотренной методике, с помощью универсальной программной системы конечно-элементного анализа «Ansys», становится возможным определение гидравлических потерь в проточных частях каналов распределительной системы.

К недостаткам исследования можно отнести ограниченность применения данного метода проектирования. Он целесообразен только для гидромашин с торцевым распределением рабочей жидкости. Поэтому в дальнейших исследованиях целесообразно рассматривать вопросы адаптации предложенной методики к другим типам распределительных систем (непосредственной, золотниковой и др.).

7. Выводы

1. Разработанная расчетная схема и предложенный математический аппарат позволяют исследовать влияние

конструктивных параметров распределительной системы на выходные характеристики планетарного гидромотора. Особенностью разработанной расчетной схемы является возможность использования при проектировании торцевых распределительных систем гидромашин объемного действия независимо от количества распределительных окон и кинематической схемы распределительной системы. Благодаря предложенному математическому аппарату, становится возможным определение суммарной площади проходного сечения проточных частей и скорости потока рабочей жидкости в зоне распределения.

2. Проведенными исследованиями определены зависимости изменения площади проходного сечения распределительной системы от кинематической схемы. Установлено, что с увеличением количества распределительных окон площадь проходного сечения возрастает. Необходимо отметить, что суммарная площадь проходного сечения распределительных систем для кинематических схем от 4/3 до 13/12, изменяется по трем зависимостям:

- для схем 4/3; 6/5; 8/7; 10/9; 12/11 зависимости имеют несинхронный циклический характер и изменяются в противофазе;
- для схем 7/6; 11/10 зависимости имеют синхронный циклический характер и изменяются в фазе;
- для схем 5/4; 9/8; 13/12 зависимости выражены прямой.

Проведенными исследованиями выявлена зона формирования гидравлических потерь, вызванных местными сопротивлениями, при прохождении рабочей жидкости через распределительные окна золотника и распределителя – зону распределения. Исследование течения жидкости в проточных частях каналов сложной конфигурации, образованных при использовании разгрузочных окон распределителя, не вызывает значительных гидравлических потерь.

Исследования изменения выходных характеристик планетарных гидромоторов серии PRG-22 с кинематической схемой 7/6 при использовании двух и трех разгрузочных окон показали, что:

- при использовании трех разгрузочных окон площадь проходного сечения изменяется от 220 мм² до 236 мм² при амплитуде 16 мм²;
- при использовании двух разгрузочных окон площадь проходного сечения составляет 236 мм² без пульсаций потока рабочей жидкости.

3. Предложенный алгоритм, определяющий последовательность действий при проектировании проточных частей, позволяет улучшить выходные характеристики планетарного гидромотора путем использования рациональных кинематических схем распределительной системы. Благодаря рассмотренной методике, с помощью универсальных программных систем, становится возможным определение гидравлических потерь в проточных частях каналов распределительной системы.

Литература

1. Волошина А. А. Конструктивные особенности гидромашин планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. 2013. Т. 1, Вип. 3. С. 65–86. URL: <http://nauka.tsatu.edu.ua/e-journals-tdatu/pdf3t1/13vaaumm.pdf>
2. Панченко А. И., Волошина А. А., Панченко И. А. Разработка планетарных гидромоторов для силовых гидроприводов мобильной техники // MOTROL. 2015. Т. 17, № 9. С. 29–36.

3. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Strength analysis of the polyoxymethylene cycloidal gears of the gerotor pump // Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2014. Vol. 14, Issue 4. P. 647–660. doi: 10.1016/j.acme.2013.12.005
4. Development of an Integrated System for the Automated Design of a Gerotor Oil Pump / Chang Y. J., Kim J. H., Jeon C. H., Kim C., Jung S. Y. // Journal of Mechanical Design. 2007. Vol. 129, Issue 10. P. 1099. doi: 10.1115/1.2757629
5. Design of Rotor for Internal Gear Pump Using Cycloid and Circular-Arc Curves / Choi T. H., Kim M. S., Lee G. S., Jung S. Y., Bae J. H., Kim C. // Journal of Mechanical Design. 2012. Vol. 134, Issue 1. P. 011005. doi: 10.1115/1.4004423
6. Stryczek J., Bednarczyk S., Biernacki K. Gerotor pump with POM gears: Design, production technology, research // Archives of Civil and Mechanical Engineering. 2014. Vol. 14, Issue 3. P. 391–397. doi: 10.1016/j.acme.2013.12.008
7. Teeth Clearance and Relief Grooves Effects in a Trochoidal-Gear Pump Using New Modules of GeroLAB / Gamez-Montero P. J., Garcia-Vilchez M., Raush G., Freire J., Codina E. // Journal of Mechanical Design. 2012. Vol. 134, Issue 5. P. 054502. doi: 10.1115/1.4006440
8. A two scale mixed lubrication wearing-in model, applied to hydraulic motors / Furustig J., Almqvist A., Bates C. A., Ennemark P., Larsson R. // Tribology International. 2015. Vol. 90. P. 248–256. doi: 10.1016/j.triboint.2015.04.033
9. Панченко А. И., Волошина А. А. Планетарно-роторные гидромоторы. Расчет и проектирование: монография. Мелитополь: ИПЦ Люкс, 2016. 236 с.
10. Yang D. C. H., Yan J., Tong S.-H. Flowrate Formulation of Deviation Function Based Gerotor Pumps // Journal of Mechanical Design. 2010. Vol. 132, Issue 6. P. 064503. doi: 10.1115/1.4001595
11. Marcu I. L., Pop I. I. Interconnection Possibilities for the Working Volumes of the Alternating Hydraulic Motors // Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timisoara. Special issue: Transactions on Mechanics: The 6th International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics. 2004. P. 365–370.
12. Velev E. Study Cavitation Gerotor Motors, Using Computer Simulatio // XV International Scientific Conference: Renewable Energies and Innovative Technologies. Smolyan. Bulgaria, 2016. P. 64–66.
13. Analysis of Forces and Moments in Gerotor Pumps / Ivanovic L., Devedzic G., Miric N., Cukovic S. // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2010. Vol. 224, Issue 10. P. 2257–2269. doi: 10.1243/09544062jmes2041
14. Altare G., Rundo M. Computational Fluid Dynamics Analysis of Gerotor Lubricating Pumps at High-Speed: Geometric Features Influencing the Filling Capability // Journal of Fluids Engineering. 2016. Vol. 138, Issue 11. P. 111101. doi: 10.1115/1.4033675
15. Hsieh C.-F. Flow Characteristics of Gerotor Pumps With Novel Variable Clearance Designs // Journal of Fluids Engineering. 2015. Vol. 137, Issue 4. P. 041107. doi: 10.1115/1.4029274
16. Ding H., Lu X. J., Jiang B. A CFD model for orbital gerotor motor // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2012. Vol. 15, Issue 6. P. 062006. doi: 10.1088/1755-1315/15/6/062006
17. Волошина А. А. Влияние конструктивных особенностей распределительных систем на выходные характеристики планетарных гидромашин // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. 2012. Т. 5, № 12. С. 3–9.
18. Панченко А. И. Волошина А. А., Засядько А. И. Влияние конструктивных особенностей торцевой розподільної системи на функціональні параметри планетарного гідромотора // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. 2017. Т. 3, Вип. 17. С. 33–50.