

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

PARAMETRIC STUDY OF HYDRAULIC PLANETARY ROTATOR

С помощью пакета имитационного моделирования Vissim реализована математическая модель, описывающая взаимосвязь геометрических и функциональных параметров вытеснительной и распределительной систем гидравлических вращателей планетарного типа, что позволило моделировать изменение зазора между зубьями элементов вытеснительной системы и изменение площади проходного сечения распределительной системы в зависимости от их конструктивных особенностей.

Проведенными исследованиями установлено, что значения максимального зазора между зубьями вытеснительных элементов, соединяющих рабочие камеры, и количество окон распределительных элементов определяется кинематической схемой вытеснителей. Моделирование течения жидкости в проточных частях распределительной системы получены с помощью универсальной программной системы конечно-элементного анализа Ansys. Определены потери в проточных частях распределительных систем планетарных гидровращателей, выраженные через давление рабочей жидкости и изменение гидравлического КПД в каналах проточных частей распределительных систем в зависимости от угла перекрытия распределительных окон.

Исследовано влияние геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателей планетарного типа на их выходные характеристики, результаты которого позволяют проектировать гидровращатели с заданными выходными характеристиками.

Ключевые слова: гидравлический вращатель, вытеснительная система, распределительная система, параметрические исследования, геометрические параметры, зазор, проточные части, гидравлические потери, выходные характеристики.

Постановка проблемы

Повышение эффективности эксплуатации мобильной техники в настоящее время определяется степенью гидрофикации ее активных рабочих органов, а также рациональным выбором режимов работы элементов гидравлической системы и номенклатурой гидроагрегатов. В мировой и отечественной практике создания гидравлических систем определилась тенденция применения высокомоментных низкооборотных гидровращателей планетарного типа вместо высокооборотных гидромоторов с редукторами.

Основным недостатком гидровращателя планетарного типа [1–5], является неравномерность выходных характеристик, обусловленная несовершенством конструкции формы элементов вытеснительной системы, а также наличием больших гидравлических потерь в распределительной системе, обусловленных геометрией проточных частей.

На сегодняшний день практически отсутствуют исследования взаимосвязи геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем и выходных характеристик гидровращателя планетарного типа. Поэтому очень остро встает вопрос исследования влияния геометрических параметров вытес-

нительных и распределительных систем гидровращателей планетарного типа на их выходные характеристики.

Анализ последних исследований

Проведенный анализ конструктивных особенностей гидровращателей планетарного типа показал [1,5,6], что основными узлами, снижающими эффективность его работы, являются вытеснительная система, определяющая формирование вращающегося гидравлического поля и распределительная система непосредственного типа, ограничивающая объем рабочей жидкости, подаваемой в рабочие камеры гидровращателя.

Полученные математические модели [7] рабочих процессов, происходящих в гидровращателе планетарного типа, который работает в составе гидроагрегата, описывают динамические процессы, которые происходят в гидравлическом вращателе планетарного типа с учетом конструктивных особенностей его вытеснительной и распределительной систем, а также учитывают их взаимное влияние на изменение выходных характеристик гидровращателя планетарного типа и гидроагрегата в целом.

В этой связи улучшения выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа можно достичь путем исследования влияния геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем на его выходные характеристики на базе уточненных физической и математической моделей [7], учитывающих особенности функционирования и взаимное влияние всех элементов гидровращателя, а также особенностей рабочей жидкости.

Цель исследования

Повышение эффективности работы гидравлических вращателей планетарного типа путем исследования влияния геометрических параметров вытеснительной системы, определяющей формирование вращающегося гидравлического поля и распределительной системы, ограничивающей объем рабочей жидкости, подаваемой в рабочие камеры гидровращателя на его выходные характеристики.

Основные результаты исследования

В результате проведенных теоретических исследований разработан математический аппарат [7], позволяющий определить взаимосвязь геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем и выходных характеристик, а также определить влияние их конструктивных особенностей на выходные характеристики гидровращателя планетарного типа.

В гидравлических вращателях планетарного типа большое значение уделяется геометрическим параметрам элементов вытеснительной системы, так как часть рабочей жидкости распределяется к рабочим камерам гидровращателя через зазоры, образовавшиеся между элементами вытеснительной системы в результате аппроксимации циклоидального зубчатого профиля самих вытеснителей, а также геометрическим параметрам элементов распределительной системы, так как проточные части распределительной системы непосредственного типа имеют сложную конфигурацию и значительно влияют на пропускную способность гидровращателя планетарного типа.

Для исследования изменения зазора между вытеснительными элементами, соединяющего рабочие камеры разработана математическая модель, описывающая взаимосвязь геометрических и функциональных параметров вытеснительной системы гидравлических вращателей планетарного типа [7], которая реализована с помощью пакета имитационного моделирования *Vissim*, позволяющая моделировать изменение зазора между зубьями элементов вытеснительной системы в зависимости от конструктивных особенностей ее элементов и определить его влияние на выходные характеристики гидровращателя планетарного типа.

Математическая модель [7], описывающая работу распределительной системы, с учетом совокупности ее геометрических параметров, обеспечивающих работоспособное состояние планетарного гидрова-

щателя исследована на ПЭВМ с помощью пакета имитационного моделирования *Vissim*, позволяет определить влияние геометрических параметров распределительной системы в любой момент времени на выходные характеристики гидровращателя планетарного типа.

Для моделирования работы вытеснительной и распределительной систем серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа приняты следующие исходные данные и начальные условия [8]:

- рабочий объем серийного и модернизированного гидровращателей $V_{\text{эв}} = 6300 \text{ см}^3$;

- количество зубьев направляющей $Z_{\text{нап}(c)} = 26$ серийного и $Z_{\text{нап}(м)} = 14$ модернизированного гидровращателей;

- количество зубьев шестерни $Z_{\text{ш}(c)} = 25$ серийного и $Z_{\text{ш}(м)} = 13$ модернизированного гидровращателей;

- радиус окружности расположения центров зубьев $R_{\text{ш}(c)} = 80,0766 \text{ мм}$ шестерни серийного и $R_{\text{ш}(м)} = 73,6473 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;

- радиус зубьев шестерни $r_{\text{ш}(c)} = 6 \text{ мм}$ серийного и $r_{\text{ш}(м)} = 9 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;

- радиус зубьев направляющей $r_{\text{н}(c)} = 6 \text{ мм}$ серийного и $r_{\text{н}(м)} = 11,8 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;

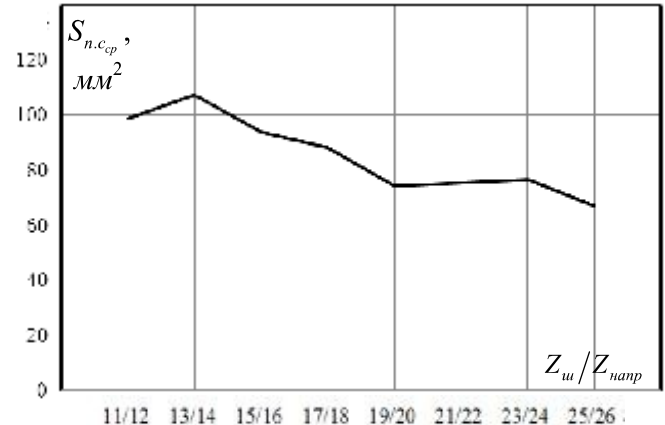
- эксцентриситет $e_c = 3 \text{ мм}$ серийного и $e_m = 6 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;

- количество окон нагнетания крышки $Z_{\text{н}(c)} = 26$ серийного и $Z_{\text{н}(м)} = 14$ модернизированного гидровращателей;

- количество окон слива крышки $Z_{\text{н}(c)} = 26$ серийного и $Z_{\text{н}(м)} = 14$ модернизированного гидровращателей;

- количество распределительных окон шестерни $Z_{\text{ш}(c)} = 25$ серийного и $Z_{\text{ш}(м)} = 13$ модернизированного гидровращателей;

- радиус окружности расположения распределительных окон шестерни $R_{\text{ш}(c)}^0 = 72,2 \text{ мм}$ серийного и $R_{\text{ш}(м)}^0 = 66,4 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;



а)

б)

Рисунок 1 — Зависимость геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем от кинематической схемы вытеснителей: а) максимального зазора между зубьями элементов вытеснительной системы; б) средней площади проходного сечения распределительной системы

- радиус распределительных окон шестерни $r_{ш(с)} = 2,5$ мм серийного и $r_{ш(м)} = 4,4$ мм модернизированного гидровращателей;
- радиус окон нагнетания и слива крышки $r_{кр(с)} = 2,5$ мм серийного и $r_{кр(м)} = 4,4$ мм модернизированного гидровращателей.

Для обоснования геометрии элементов вытеснительной системы модернизированной конструкции гидровращателя планетарного типа были проведены параметрические исследования для вытеснительной системы с различным количеством зубьев шестерни и направляющей. Минимальное количество зубьев шестерни $Z_{ш} = 11$ и направляющей $Z_{напр} = 11$ ограничено конструктивными особенностями, которые обусловлены габаритными (присоединительными) размерами гидровращателя [9].

В результате проведенных параметрических исследований были определены геометрические параметры элементов вытеснительной системы [9] и получена зависимость (рисунок 1,а) распределения зазоров между зубьями шестерни и направляющей, для различных кинематических схем элементов вытеснительной системы, определяющих количество рабочей жидкости подводимой к рабочим камерам гидровращателя.

Анализ зависимости (рисунок 1, а) изменения максимального зазора между зубьями вытеснительных элементов (шестерни и направляющей) от кинематической схемы вытеснителей показывает, что с уменьшением номера кинематической схемы (количества зубьев шестерни и направляющей) максимальный зазор возрастает до схемы 13/14 и далее начинает уменьшаться, в кинематических схемах меньше, чем 11/12 анализировать изменение зазоров не представлялось возможным, так как все последующие схемы (в сторону уменьшения) не входят в конструк-

тивную группу гидровращателей, обуславливающих исследуемый функциональный ряд.

Таким образом, для проектирования модернизированного гидровращателя наиболее оптимальной является кинематическая схема 13/14 с количеством зубьев шестерни $Z_{ш} = 13$ и направляющей $Z_{напр} = 14$, что свидетельствует о максимальной заполняемости рабочих камер, образованных выбранным зубчатым зацеплением.

Для обоснования модернизированной конструкции элементов распределительной системы гидровращателя планетарного типа были проведены параметрические исследования для распределительной системы с различным количеством зубьев шестерни и направляющей [9].

В результате проведенных параметрических исследований определены геометрические параметры элементов распределительной системы [9] и площади ее проходного сечения, получена зависимость (рисунок 1, б) изменения средней площади проходного сечения распределительной системы для различных кинематических схем вытеснительных элементов гидравлического вращателя планетарного типа.

Анализ зависимости (рисунок 1, б) средней площади проходного сечения распределительных систем для разных кинематических схем вытеснителей планетарных гидровращателей показывает, что максимальное значение площади проходного сечения наблюдается для кинематической схемы вытеснительных элементов 13/14, соответствующей количеству зубьев шестерни $Z_{ш} = 13$ и направляющей $Z_{напр} = 14$. Полученная зависимость подтверждает результат параметрических исследований элементов вытеснительной системы планетарных гидровращателей и свидетельствует о лучшей заполняемости рабочих камер гидровращателя, образованных зубчатыми поверхностями вытеснительных элементов (шестерни и направляющей).

На основании результатов параметрических исследований вытеснительной и распределительной систем, приведенных выше, были спроектированы новые вытеснительные элементы — направляющая и шестерня, а также элементы, распределяющие рабочую жидкость для модернизированного гидровращателя планетарного типа.

Сравнительные исследования вытеснительных систем (рисунок 2, а) серийного и модернизированного гидровращателей показали, что максимальное значение зазора между вытеснительными элементами превышает 0,17 мм, при этом во второй и третьей парах зубьев существует натяг 0,04 мм и 0,02 мм, соответственно, что не только ограничивает прохождение рабочей жидкости к рабочим камерам, но и вызывает заклинивание элементов вытеснительной системы. Проведенные исследования объясняют довольно низкое значение гидромеханического КПД серийного гидровращателя.

Распределение зазоров между зубьями (рисунок 2, а) в модернизированном гидровращателе по разработанной методике показывает, что максимальное значение зазора в 3,36 раза выше, чем у серийного, что позволяет практически во столько же раз увеличить скорость заполнения рабочих камер модернизированного гидровращателя и, как следствие, повысить его полезную мощность и значение гидромеханического КПД при неизменных массогабаритных показателях.

Сравнительные исследования распределительных систем (рисунок 2, б) серийного и модернизированного гидровращателей показали, что в модернизированном гидровращателе площадь проходного сечения распределительной системы в 1,61 раза выше, чем в серийном, что позволяет на 38% увеличить количество рабочей жидкости, которая проходит через распределительную систему модернизированного гидровращателя.

Физические, динамические и гидравлические процессы, протекающие в гидроагрегатах и их элементах в процессе эксплуатации, связаны с движением рабочей жидкости в трубопроводах, по каналам с местными сопротивлениями, а также через рабочие окна и щели гидравлических машин и агрегатов (возникновение колебаний давления и расходов из-за сжимаемости рабочих жидкостей, воздействие потоков жидкостей на элементы гидроагрегатов и т.д.) [11,12]. Поэтому наряду с основными потоками рабочей жидкости, необходимыми для функционирования гидроагрегата, возникают дополнительные течения в зазорах между деталями механизмов и узлами гидравлической аппаратуры.

Известно, что техническое состояние любого гидроагрегата характеризуется объемными и гидромеханическими потерями [13–16]. Гидромеханический КПД гидроагрегата характеризуется гидравлическими потерями, вызванными прохождением рабочей жидкости через подводящие и отводящие каналы, и потерями на трение подвижных элементов гидромашин.

Основные потери в гидровращателях планетарного типа связаны с преобразованием механической энергии в энергию потока рабочей жидкости, и наоборот. В гидровращателях планетарного типа имеются потери, вызванные трением поверхностей взаимодействующих элементов вытеснительных систем. Это механические потери и потери напора потока рабочей жидкости в проточных частях распределительных систем — гидравлические и объемные потери.

Если механические и объемные потери гидровращателя планетарного типа можно определить расчетным [16] и экспериментальным путем, то ввиду сложности подводящих (отводящих) каналов планетарных гидромашин, их конфигурации, формы сечения и протяженности гидравлические потери рассчитать очень затруднительно.

В этой связи необходимо проведение исследований изменения гидравлических потерь в проточных частях распределительной системы гидравлического вращателя планетарного типа с учетом разработанных математических моделей [7], при наличии конкретных исходных условий моделирования, ограничений и допущений [8].

Проточные части распределительной системы непосредственного типа сформированы из кольцевых каналов [10], выполненных в крышках с разным удалением от их торцевых поверхностей (рисунок 3). Кольцевые проточки соединены с золотниковыми отверстиями крышки радиальными цилиндрическими каналами разной длины. При этом суммарная длина радиальных каналов, обеих крышек для нагнетательной и сливной полостей одинакова.

Результаты моделирования течения жидкости в проточных частях распределительной системы получены с помощью универсальной программной системы конечно-элементного анализа *Ansys*. Для моделирования были разработаны, с помощью программных комплексов САПР “Компас” и *SolidWorks*, образцы проточных частей элементов распределительной системы серийного гидровращателя серии РПГ [9]. После анализа и изучения недостатков проточных частей (гидравлических потерь) серийного гидровращателя разработана распределительная система модернизированного гидровращателя. Для выявления потерь в каналах проточных частей моделирование проводилось для полностью открытых окон и при их 50% смещении, что дает возможность по пяти точкам построить соответствующие графики.

Анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях распределительной системы модернизированного гидровращателя (рисунок 4) показывает [9], что в “коротких” каналах потери давления в системе нагнетания при полностью открытых окнах распределительной системы (100%) составляют 1,3 МПа (рисунок 4, а) при изменении давления в диапазоне 21,0–19,7 МПа. При 50 % открытии окон потери составляют 1,6 МПа (рисунок 4, б) при изменении давления в диапазоне 21,5–19,9 МПа.

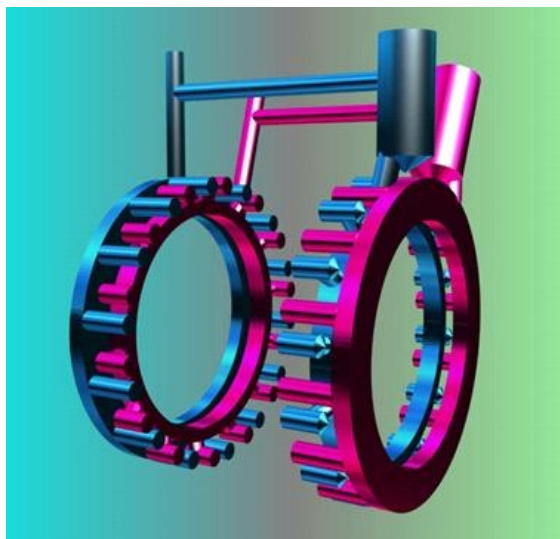


Рисунок 3 — Образцы проточных частей распределительной системы непосредственного типа планетарного гидровращателя

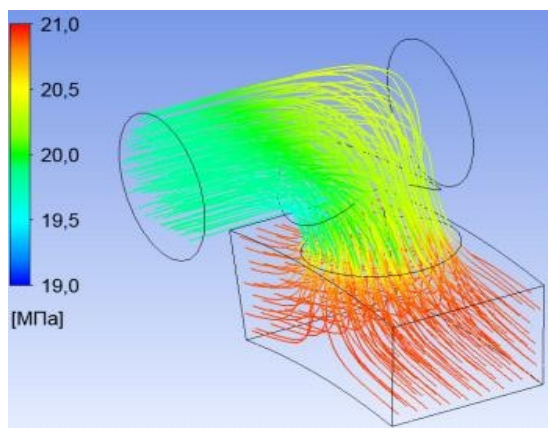
Для сливной магистрали модернизированного гидровращателя потери давления в “коротких” каналах

лах при полностью открытых окнах распределительной системы (100%) составляют 0,05 МПа (рисунок 4, в) при изменении давления в диапазоне 3,9–3,85 МПа. При 50 % открытии окон потери составляют 0,9 МПа (рисунок 4, г) при изменении давления в диапазоне 3,8–2,9 МПа.

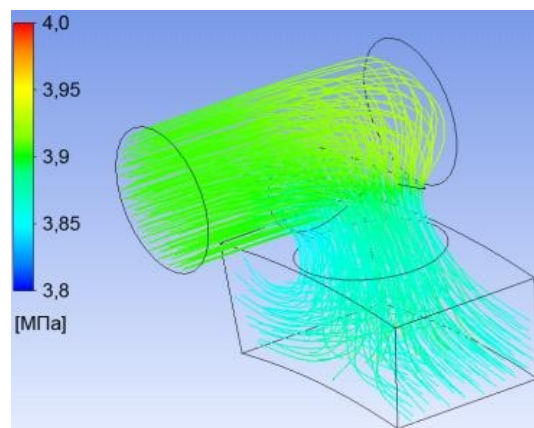
Анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях распределительной системы модернизированного гидровращателя показывает (рисунок 5), что в “длинных” каналах потери давления в системе нагнетания при полностью открытых окнах распределительной системы (100%) составляют 1,7 МПа (рисунок 5, а) при изменении давления в диапазоне 21,5–19,8 МПа. При 50 % открытии окон потери составляют 2,3 МПа (рисунок 5, б) при изменении давления в диапазоне 22,0–19,7 МПа.

Для “длинных” каналов, потери давления в системе слива при полностью открытых окнах распределительной системы (100%) составляют 0,5 МПа (рисунок 5, в) при изменении давления в диапазоне 3,5–3,0 МПа. При 50 % открытии окон потери составляют 0,7 МПа (рисунок 5, г) при изменении давления в диапазоне 4,0–3,3 МПа.

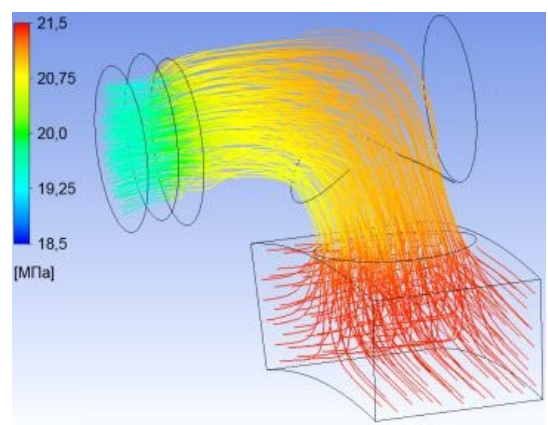
Анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях распределительной систе-



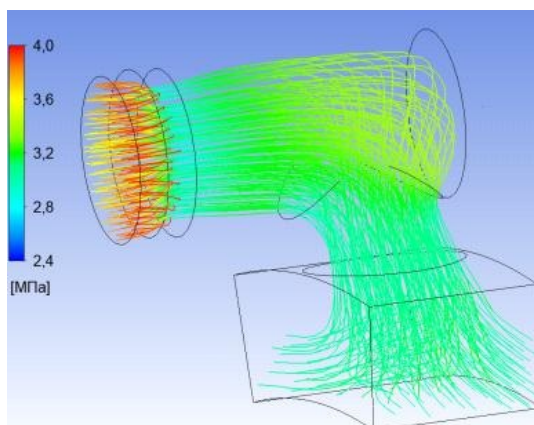
а



б



в



г

Рисунок 4 — Моделирование потерь в “коротких” каналах проточных частей распределительной системы модернизированного гидровращателя: а, б — в системе нагнетания; в, г — в системе слива

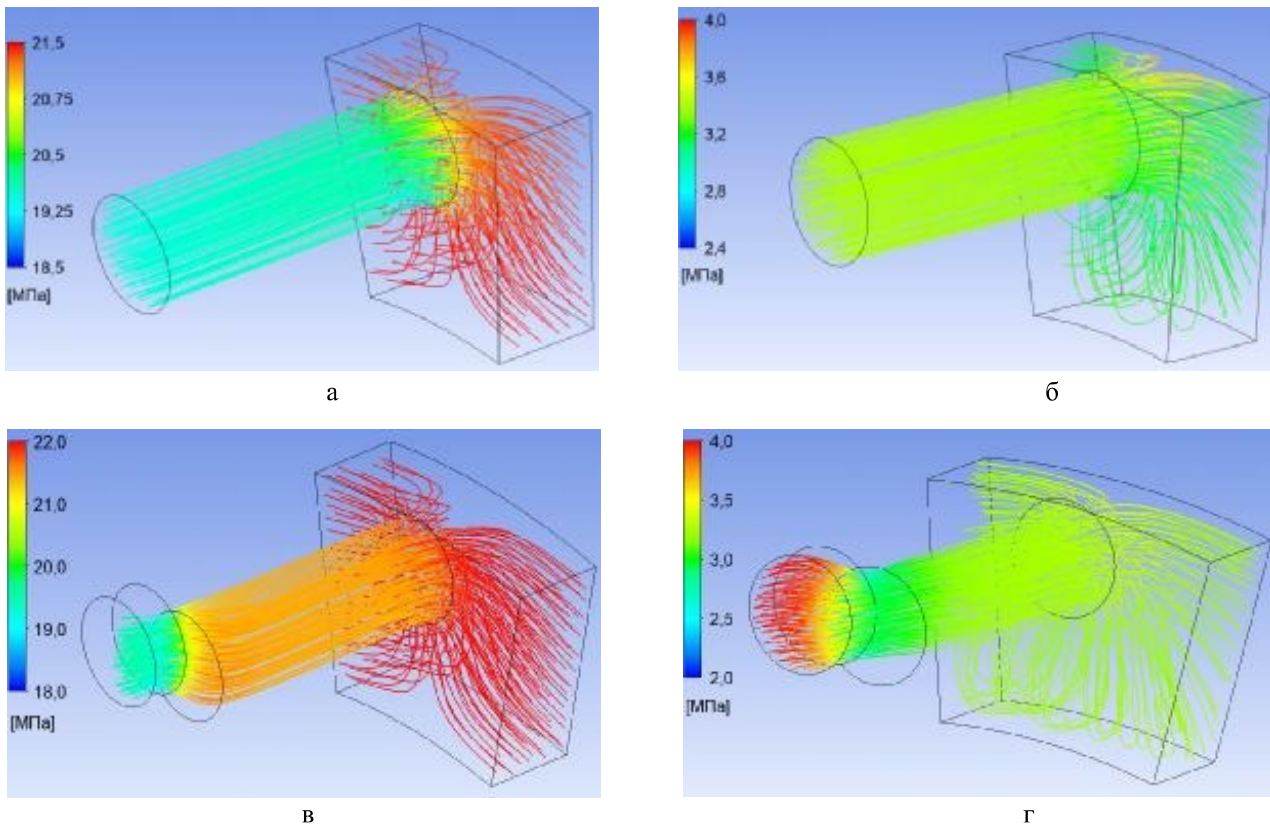


Рисунок 5 — Моделирование потерь в "длинных" каналах проточных частей распределительной системы модернизированного гидровращателя, а, б — в системе нагнетания; в, г — в системе слива

мы серийного гидровращателя (рисунок 6, а) показывает, что при прохождении жидкости по каналам системы нагнетания, их заполнение, в крышке, со стороны подводящего отверстия составляет практически 100%.

Совсем иначе представлено течение жидкости в противоположной (уравновешивающей) части распределительной системы, здесь жидкость заполняет до 50 % подводящих каналов. При этом гидравлические потери, выраженные через давление рабочей

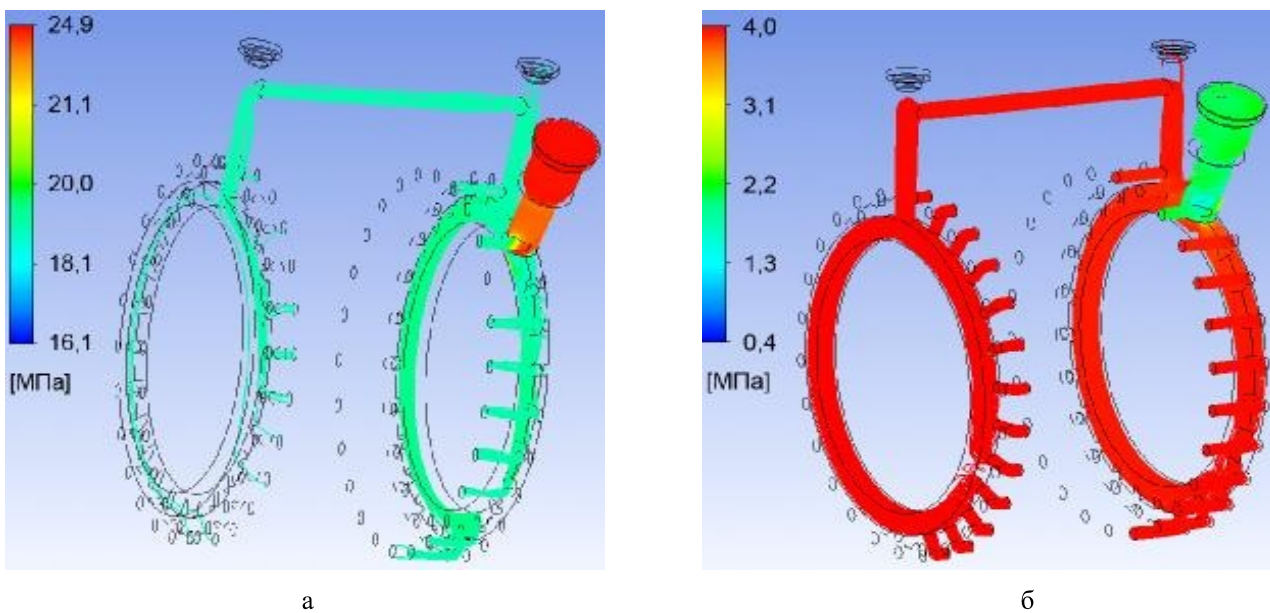


Рисунок 6 — Моделирование потерь в проточных частях распределительных систем серийного гидровращателя планетарного типа: а — в системе нагнетания; б — в системе слива

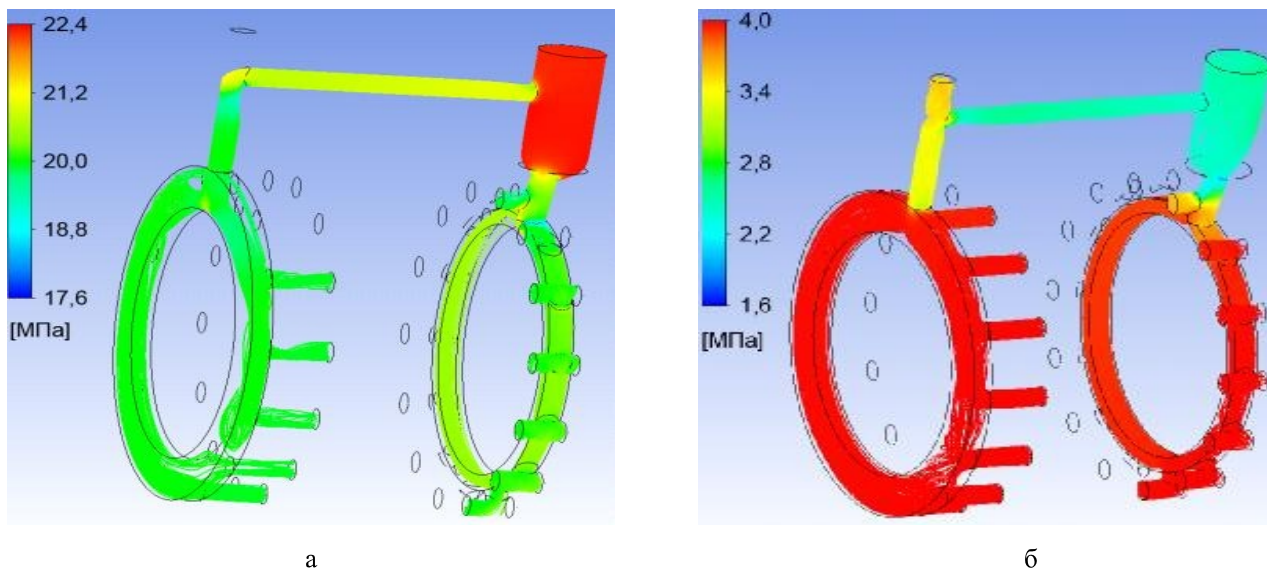


Рисунок 7 — Моделирование потерь в проточных частях распределительных систем модернизированного гидровращателя планетарного типа: а — в системе нагнетания; б — в системе слива.

жидкости составляют 4,9 МПа (рисунок 6, а) при изменении давления в диапазоне 24,9–20,0 МПа.

Так как программа *Ansys* демонстрирует в своих расчетах не течение жидкости за определенный промежуток времени, а импульс показывающий распределение энергии потока, необходимо отметить, что такая картина распределения жидкости вовсе не означает, что в некоторых каналах отсутствует подача рабочей жидкости, а вот энергия подвода рабочей жидкости в отмеченных местах значительно снижена.

При моделировании течения жидкости в сливной магистрали серийного гидровращателя (рисунок 6, б) можно отметить, что при 100% заполнении каналов, гидравлические потери, выраженные через давление

рабочей жидкости, составляют 1,8 МПа и находятся в пределах 4,0–2,2 МПа.

Недостатки конструкции проточных частей существующей системы распределения были учтены при проектировании модернизированного гидровращателя. Поэтому анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях распределительной системы модернизированного гидровращателя (рисунок 7, а) показывает, что при прохождении жидкости по каналам системы нагнетания в крышке, со стороны подводящего отверстия, заполнение каналов составляет 100%. При течения жидкости в уравновешивающей части распределительной системы, жидкостью заполняется до 90% подводящих каналов, при этом гидравлические потери, выраженные через

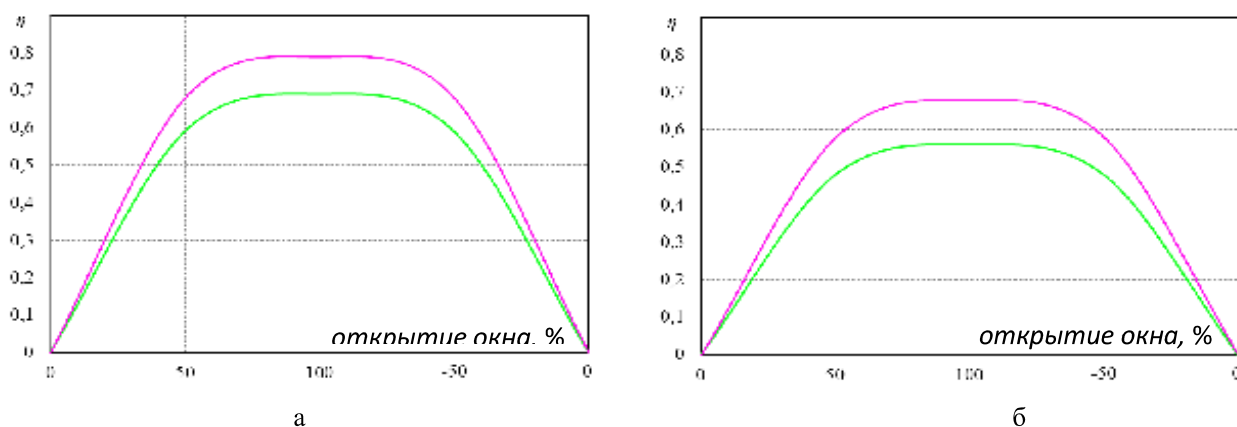


Рисунок 8 — Гидравлические потери в проточных частях распределительных систем при открытии (закрытии) распределительного окна: а — в "коротких"; б — в "длинных" каналах; серийный гидровращатель модернизированный гидровращатель.

давление рабочей жидкости, во всей системе нагнетания составляют 2,2 МПа и находятся в пределах 22,4–20,2 МПа.

При моделировании течения жидкости в сливной магистрали модернизированного гидровращателя (рисунок 7, б) можно отметить, что при 100% заполнении каналов, гидравлические потери, выраженные через давление рабочей жидкости, составляют 1,4 МПа и находятся в пределах 4,0–2,6 МПа.

Результатом параметрических исследований проточных частей распределительной системы гидровращателей планетарного типа является определение гидравлических потерь в ее каналах (рисунок 8). Анализ гидравлического КПД в каналах проточных частей распределительных систем показывает, что гидравлический КПД модернизированного гидровращателя на 14% выше для “коротких” каналов (рисунок 8, а) и на 19% — для “длинных” каналов (рисунок 8, б) по сравнению с серийным гидровращателем.

Параметрические исследования гидровращателей планетарного типа позволили определить потери в проточных частях распределительных систем, выраженные через давление рабочей жидкости, определить изменение гидравлического КПД в каналах проточных частей в зависимости от угла перекрытия распределительных окон и увеличить скорость заполнения рабочих камер путем увеличения зазора между зубьями элементов вытеснительных систем гидровращателя планетарного типа.

Выводы

Разработанная математическая модель, описывающая взаимосвязь геометрических и функциональных параметров вытеснительной и распределительной систем гидравлических вращателей планетарного типа, реализованная с помощью пакета имитационного моделирования *Vissim*, позволяет моделировать изменение зазора между зубьями элементов вытеснительной системы и площади проходного сечения распределительной системы в зависимости от конструктивных особенностей их элементов.

В результате проведенных исследований определены геометрические параметры элементов вытеснительной и распределительной систем, получены зависимости распределения зазоров между зубьями шестерни и направляющей, образующих рабочие камеры, определяющих количество рабочей жидкости, подводимой к рабочим камерам гидровращателя, а так же изменения площади проходного сечения распределительной системы для различных кинематических схем элементов вытеснительной системы.

Проведенные параметрические исследования показали, что значения максимального зазора между зубьями вытеснительных элементов, соединяющих рабочие камеры, определяется кинематической схемой вытеснителей. При этом максимальный зазор соответствует кинематической схеме 13/14 с количеством зубьев шестерни $Z_{ш}$ и направляющей $Z_{нар}$.

Данная кинематическая схема является наиболее оптимальной при проектировании гидровращателей и обеспечивает площадь проходного сечения непосредственной распределительной системы у модернизированного гидровращателя 107,8 мм², что в 1,61 раза больше, чем у серийного, и на 38% увеличивает количество рабочей жидкости, проходящей через распределительную систему модернизированного гидровращателя.

Зависимость распределения зазоров между зубьями модернизированного гидровращателя показывает, что максимальное значение зазора в 3,36 раза выше чем у серийного, что позволяет практически во столько же раз увеличить скорость заполнения рабочих камер модернизированного гидровращателя, и как следствие, повысить его полезную мощность и значение гидромеханического КПД.

Проведенные параметрические исследования позволили определить потери в проточных частях распределительных систем планетарных гидровращателей, выраженные через давление рабочей жидкости и определить изменение гидравлического КПД в каналах проточных частей распределительных систем в зависимости от угла перекрытия распределительных окон. При этом гидравлический КПД модернизированного гидровращателя на 19% выше для “коротких” каналов и на 14% — для “длинных” каналов по сравнению с серийным гидровращателем.

Исследования влияния геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателей планетарного типа на их выходные характеристики позволяют проектировать модернизированный гидровращатель с заданными выходными характеристиками.

Литература

1. Гидравлические вращатели РПП [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://gidromash.lipetsk.ru>.
2. Ерасов, Ф.Н. Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф.Н. Ерасов. — К.: УкрНИИ-ИНТИ, 1969. — 55 с.
3. Панченко, А.И. Исследование влияния геометрических параметров распределительных систем на функциональные параметры планетарных гидромоторов // А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов / Праці ТДАТА. — Мелітополь, 2006. — Вип. 38. — С. 45—55.
4. Панченко, А.И. Обоснование геометрических параметров вытеснителей, образованных циклоидальными кривыми // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько / Праці ТДАТУ. — Мелітополь, 2009. — Вип. 9. — Т.5. — С. 61-67.
5. Панченко, А.И. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов // Праці ТДАТУ. — Мелітополь, 2009. — Вип. 9. — Т.5. — С. 68—74.

6. Волошина, А.А. Обоснование величины зазоров между элементами вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа / А.А. Волошина // Наукові праці Південного філіалу НУБіП України “Кримський агротехнологічний університет”. Серія: Технічні науки. — Сімферополь, 2013. — С. 203—212.

7. Панченко, А.И. Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата // А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.А. Панченко / Промислова гідрравліка і пневматика. — 2014. — №1 (43). — С. 64—70.

8. Волошина, А.А. Начальные условия моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа / А.А. Волошина // Праці ТДАТУ. — Мелітополь. — 2014. — Вип. 14. — т.2. — С. 82-95.

9. Волошина, А.А. Параметрические исследования вытеснительной и распределительной систем гидравлического вращателя планетарного типа / А.А. Волошина // Науковий вісник ТДАТУ [Електронний ресурс]. — Мелітополь: ТДАТУ, 2014. — Вип.4. — т.1. — С. 30—40.

10. Братута, Э.Г. Определение гидравлических потерь в проточных частях распределительных систем непосредственного типа / Э.Г. Братута, А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин // Праці ТДАТУ. — Мелітополь. — 2014. — Вип. 14. — т.2. — С. 132—144.

11. Осипов, А.Ф. Объемные гидравлические машины: основы теории и расчет гидродинамических и тепловых процессов / А.Ф. Осипов. — М.: Машиностроение, 1966. — 160 с.

12. Попов, Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем: Учебник для вузов по специальностям “Гидропневмоавтоматика и гидропривод” и “Гидравлические машины и средства автоматизации”. — 2-е изд., перераб. и доп. / Д.Н. Попов. — М.: Машиностроение, 1987. — 464 с.

13. Башта, Т.М. Гидравлика, гидромашин, гидроприводы: Учебник для ВТУЗов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. — М.: Машиностроение, 1982. — 423 с.

14. Бирюков, Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины / Б.Н. Бирюков. — М.: Машиностроение, 1977. — 152 с.

15. Панченко, А.И. Влияние конструктивных особенностей планетарного гидромотора на его КПД / А.И. Панченко, И.И. Милаева, П.В. Обернихин, Д.С. Титов // Праці ТДАТА. — Мелітополь. — 2007. — Вип. 7. — т. 4. — С. 63—72.

16. Волошина, А.А. Дослідження ККД гідравлічних обертачів планетарного типу / А.А. Волошина // Праці ТДАТУ. — Мелітополь. — 2014. — Вип. 14. — т. 2. — С. 51—59.

References

1. Gidravlicheskie vraschateli RPG [Elektronnyy resurs]. Rezhym dostupa: <http://gidromash.lipetsk.ru>.

2. Erasov, F.N. Novyye planetarnye mashiny gidravlichesкого привода / F.N. Yerasov. — K.: UkrNIINTI, 1969. — 55 s.

3. Panchenko, A.I. Issledovanie vliyaniya geometricheskikh parametrov raspredelitelnykh sistem na funktsionalnye parametry planetarnykh gidromotorov / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, I.I. Milaeva, D.S. Titov // Pratsi T DATU. — Melitopol, 2006. — Vyp. 38. — S. 45—55.

4. Panchenko, A.I. Obosnovanie geometricheskikh parametrov vytesniteley, obrazovannykh tsikloidalnymi krivymi / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, S.V. Kyurchev, A.I. Zasyadko // Pratsi T DATU. — Melitopol, 2009. — Vyp. 9. — T. 5. — S. 61—67.

5. Panchenko, A.I. Obosnovanie putey uluchsheniya vykhodnykh kharakteristik gidrovraschateley planetarnogo tipa / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, I.I. Milaeva, D.S. Titov // Pratsi T DATU. — Melitopol, 2009. — Vyp. 9. — T. 5. — S. 68—74.

6. Voloshina, A.A. Obosnovanie velichiny zazorov mezhdu elementami vytesnitelnoy i raspreditelnoy sistem gidrovraschatelya planetarnogo tipa / A.A. Voloshina // Naukovi pratsi Pivdennoho filialu NUBiP Ukrainy “Krymskyi agrotekhnologichnyi universytet”. Seriya: Tekhnichni nauky. — Simferopol, 2013. — S. 203—212.

7. Panchenko, A.I. Matematicheskaya model rabochikh protsesov gidravlichesкого vraschatelya planetarnogo tipa v sostave gidroagregata / A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, I.A. Panchenko // Promyslova gidravlika i pnevmatika. — 2014. — №1 (43). — S. 64—70.

8. Voloshina, A.A. Nachalnye usloviya modelirovaniya raboty hidravlichesкого vraschatelya planetarnogo tipa / A.A. Voloshina // Pratsi T DATU. — Melitopol, 2014. — Vyp. 14. — T. 2. — S. 82—95.

9. Voloshina, A.A. Parametricheskije issledovaniya vytesnitelnoy i raspreditelnoy sistem hidravlichesкого vraschatelya planetarnogo tipa / A.A. Voloshina // Naukovyy visnyk T DATU [Elektronnyy resurs]. — Melitopol: T DATU, 2014. — Vyp. 4. — T. 1. — S. 30—40.

10. Bratuta, E.G. Opredelenie gidravlichesikh poter v protochnykh chastyakh raspredelitelnykh sistem neposredstvennogo tipa / E.G. Bratuta, A.I. Panchenko, A.A. Voloshina, Yu.P. Obernihyn // Pratsi T DATU. — Melitopol, 2014. — Vyp. 14. — T. 2. — S. 132—144.

11. Osipov, A.F. Ob'emnye gidravlicheskie mashiny: osnovy teorii i raschet gidrodinamicheskikh i teplovykh protsesov / A.F. Osipov. — M.: Mashinostroenie, 1966. — 160 s.

12. Popov, D.N. Dinamika i regulirovanie gidro- i pnevmosystem: Uchebnik dlya vuzov po spetsialnostyam “Gidropnevmoavtomatika i gidroprivod” i “Gidravlicheskie mashiny i sredstva avtomatiki”. — 2-e izd., pererab. i dop. / D.N. Popov — M.: Mashinostroenie, 1987. — 464 s.

13. Bashta, T.M. *Gidravlika, gidromafiny, gidroprivody: Uchebnik dlya VTUZov* / T.M. Bashta, S.S. Rudnev, B.B. Nekrasov i dr. — M.: Mashinostroenie, 1982. — 423 s.

14. Biryukov, B.N. *Rotorno-porshnevyye gidravlicheskiye mashiny* / B.N. Biryukov. — M.: Mashinostroyeniye, 1977. — 152 s.

15. Panchenko, A.I. *Vliyanie konstruktivnykh osobennostey planetarnogo gidromotora na ego KPD* / A.I. Panchenko, I.I. Milaeva, P.V. Obernikhin, D.S. Titov // Pratsi TDATU. — Melitopol, 2007. — Vyp. 7. — T. 4. — S. 63—72.

16. Voloshina A.A. *Doslidzhennya KKD gidravlichnykh obertachiv planetarnogo typu* / A.A. Voloshina // Pratsi TDATU. — Melitopol, 2014. — Vyp. 14. — T. 2. — S. 51—59.

Надійшла 12.05.2014

УДК 621.225.001.4

Параметричні дослідження гідравлічних обертачів планетарного типу

**А.І. Панченко, А.А. Волошина,
Ю.П. Оберніхін**

За допомогою пакета імітаційного моделювання *Vissim* реалізована математична модель, яка описує взаємозв'язок геометричних і функціональних параметрів витискувальної та розподільної систем гідравлічних обертачів планетарного типу, що дозволило моделювати зміну зазору між зубами елементів витискувальної системи і зміну площі прохідного перетину розподільної системи залежно від їх конструктивних особливостей.

Проведеними дослідженнями встановлено, що значення максимального зазору між зубами витискувальних елементів, які з'єднують робочі камери, та кількість вікон розподільних елементів визначається кінематичною схемою витискувачів. Моделювання течії рідини в проточних частинах розподільної системи отримані за допомогою універсальної програмної системи кінцевоелементного аналізу *Ansys*. Визначено втрати в проточних частинах розподільних систем планетарних гідрообертачів, виражені через тиск робочої рідини та зміну гідравлічного ККД у каналах проточних частин розподільних систем залежно від кута перекриття розподільних вікон.

Досліджено вплив геометричних параметрів елементів витискувальної та розподільної систем гідрообертачів планетарного типу на їх вихідні характеристики, результати якого дозволять проектувати гідрообертачі із заданими вихідними характеристиками.

Ключові слова: гідравлічний обертач, витискувальна система, розподільна система, параметричні дослідження, геометричні параметри, зазор, проточні частини, гідравлічні втрати, вихідні характеристики.

UDC 621.225.001.4

Parametric study of hydraulic planetary rotator

**A.I. Panchenko, A.A. Voloshina,
Yu.P. Obernikhin**

Using *Vissim* simulation package we have implemented a mathematical model which describes the relationship between geometrical and functional parameters of the displacing and distribution systems of hydraulic planetary rotators. That has made it possible to model the change in the gap between the teeth of the displacing system elements and the change in the flow area of the distribution system according to elements design features. Researches evidence the fact, that the values of the maximum gap between the teeth of the displacing elements which connect the working chambers and the number of distributing elements windows are determined by the kinematic layout of displacers. The modeling of the fluid flow in the passing parts of the distribution system was obtained by means of the *Ansys* software system, a general-purpose finiteelement analysis system. Losses into flowing parts of the distribution systems of planetary hydraulic rotators have been identified and expressed through the fluid pressure and the change of hydraulic efficiency in channels of distribution system flowing parts according to the angle of the distribution windows overlap.

The influence of the geometric parameters of the displacing and distribution systems elements of planetary hydraulic rotators on their output characteristics is studied. The study results enables to design hydraulic rotators with specified output characteristics.

Keywords: planetary hydraulic rotator, displacing system, distribution system, parametric studies, geometric parameters, gap, flow parts, hydraulic losses, output characteristics.