

ТАВРИЧЕСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРОТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ

На правах рукописи

Волошина Анжела Анатольевна



УДК 621.225.001.1

ТЕОРИЯ И РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ
ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

Диссертация на соискание ученой степени
доктора технических наук



*Ідентичність за змістом
з оригіналом приєднано
дисертації завідувача
всесвітнього секретаря
спеціалізованої
всесвітньої ради ДВНУ.050.11
Юдін Ю.О.
28.11.2012 р.*

Научный консультант
Панченко Анатолий Иванович
доктор технических наук,
профессор

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СИМВОЛОВ	6
ВВЕДЕНИЕ	11
РАЗДЕЛ 1. ПОСТАНОВКА НАУЧНОЙ ПРОБЛЕМЫ И ПУТИ ЕЕ РЕШЕНИЯ	21
1.1. Основные направления гидрофикации мобильной техники	21
1.2. Анализ конструкций роторных гидромашин	39
1.3. Анализ конструктивных особенностей гидромашин планетарного типа	45
1.4. Постановка научной проблемы	75
1.5. Этапы решения поставленной проблемы	82
1.6. Выводы	84
РАЗДЕЛ 2. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧИХ ПРО- ЦЕССОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА В СОСТАВЕ ГИДРОАГ- РЕГАТА	86
2.1. Постановка задачи	86
2.2. Общая характеристика математической модели рабочих процес- сов гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники	88
2.2.1. Математическая модель рабочих процессов насосной станции с разомкнутой циркуляцией потока и приводным двигателем	90

2.2.2. Математическая модель рабочих процессов высокомоментного гидровращателя с упруго-инерционной нагрузкой	106
2.3. Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа	115
2.3.1. Математическая модель рабочих процессов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа	116
2.3.2. Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа	138
2.3.3. Характеристика объемного, гидравлического, механического и общего КПД гидровращателя планетарного типа	161
2.4. Выводы	165
РАЗДЕЛ 3. ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА	167
3.1. Постановка задачи	167
3.2. Параметрические исследования вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа	168
3.3. Параметрические исследования распределительной системы гидровращателя планетарного типа	176
3.3.1. Исследование влияния геометрических параметров элементов распределительной системы гидровращателя планетарного типа на его выходные характеристики	177
3.3.2. Исследование взаимосвязи геометрических параметров проточных частей распределительной системы гидровращателя планетарного типа	184
3.4. Выводы	192

РАЗДЕЛ 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОВРАЩА- ТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА В СОСТАВЕ ГИД- РОАГРЕГАТА	194
4.1. Постановка задачи	194
4.2. Исходные данные и начальные условия моделирования работы гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата	195
4.3. Исследование динамики серийного и модернизированного гидро- вращателей планетарного типа	205
4.3.1. Исследование динамики гидравлической системы насос- клапан-гидровращатель	205
4.3.2. Исследование динамики гидроагрегата с гидравлическим вращателем планетарного типа	229
4.4. Выводы	252
РАЗДЕЛ 5. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИД- РАВЛИЧЕСКИХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА	255
5.1. Постановка задачи	255
5.2. Разработка стенда для испытаний унифицированного ряда гид- равлических вращателей планетарного типа	256
5.3. Экспериментальные исследования серийного и модернизирован- ного гидровращателей планетарного типа	266
5.4. Выводы	305

РАЗДЕЛ 6. МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРО- ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ	310
6.1. Постановка задачи	310
6.2. Методики проектирования элементов гидравлических вращателей планетарного типа	310
6.2.1. Методика ориентировочного расчета элементов вытесни- тельной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа	311
6.2.2. Методика определения геометрических параметров эле- ментов распределительной системы гидровращателя пла- нетарного типа	314
6.2.3. Методика определения геометрических параметров эле- ментов вытеснительной системы гидровращателя плане- тарного типа	329
6.3. Проектирование унифицированного ряда высокомоментных гид- ровращателей планетарного типа	349
6.4. Классификация гидравлических машин планетарного типа	353
6.5. Выводы	371
ВЫВОДЫ	373
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	378
ПРИЛОЖЕНИЯ	409

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, СИМВОЛОВ

- e — межцентровое расстояние между вытеснителями (шестерней и направляющей), мм;
- $R_{ш}$ — радиус расположения центров зубьев (делительной окружности) охватываемого вытеснителя (шестерни), мм;
- R_n — радиус расположения центров зубьев (делительной окружности) охватывающего вытеснителя (направляющей), мм;
- $R_{ш}^0$ — радиус расположения центров окон распределительного устройства (шестерни), мм;
- R_2^0 — радиус расположения центров окон нагнетания и слива золотникового устройства (крышки), мм;
- $r_{ш}$ — радиус зубьев шестерни, мм;
- r_n — радиус зубьев направляющей, мм;
- r_p — радиус окон распределительного устройства (шестерни), мм;
- $r_{кр}$ — радиус окон нагнетания и слива золотникового устройства (крышки), мм;
- $O_{ш_i}$ — центр зуба шестерни;
- O_{n_i} — центр зуба направляющей;
- O_{p_i} — центр окна распределительного устройства (шестерни);
- O_{n_i} — центр окна нагнетания золотникового устройства (крышки);
- $O_{сл_i}$ — центр окна слива золотникового устройства (крышки);
- $Z_{ш}$ — количество зубьев охватываемого вытеснителя (шестерни);
- $Z_{напр}$ — количество зубьев охватывающего вытеснителя (направляющей);
- Z_p — количество окон распределительного устройства;

- Z_3 — количество окон золотникового устройства;
- Z_n — количество окон нагнетания золотникового устройства;
- $Z_{сл}$ — количество окон слива золотникового устройства;
- $\gamma_{ш}$ — угол между зубьями шестерни;
- γ_n — угол между зубьями направляющей;
- $\gamma_{1ш}$ — угол исходного смещения зуба шестерни;
- γ_{1n} — угол исходного смещения зуба направляющей;
- $\gamma_{ш_i}$ — текущий угол расположения зубьев шестерни;
- γ_{n_i} — текущий угол расположения зубьев направляющей;
- α — угол между окнами распределительного устройства;
- α_1 — угол исходного смещения окна распределительного устройства;
- α_i — текущий угол расположения окна распределительного устройства;
- β — угол между окнами золотникового устройства;
- β_1 — угол исходного смещения окна золотникового устройства;
- β_{n_i} — текущий угол расположения окна нагнетания золотникового устройства;
- $\beta_{сл_i}$ — текущий угол расположения окна слива золотникового устройства;
- M_i — межцентровое расстояние между зубьями шестерни и направляющей;
- M_{1i} — межцентровое расстояние между окнами распределительного устройства и окнами нагнетания золотникового устройства;
- M_{2i} — межцентровое расстояние между окнами распределительного устройства и окнами нагнетания золотникового устройства;
- δ — зазор между контактирующими зубьями шестерни и направляющей, мм;

- $S_{n.c.}$ – площадь проходного сечения непосредственной распределительной системы, $мм^2$;
- V_n – рабочий объем насоса, $см^3$;
- V_{zv} – рабочий объем гидровращателя, $см^3$;
- ω_{dv} – угловая скорость вала приводного двигателя, $с^{-1}$;
- ω_n – угловая скорость вала насоса, $с^{-1}$;
- ω_{zv} – угловая скорость вала гидровращателя, $с^{-1}$;
- k_d – параметр настройки центробежного регулятора двигателя;
- z_i – текущее перемещение муфты регулятора;
- F – сила предварительного сжатия пружины регулятора, $Н$;
- ρ – плотность рабочей жидкости, $\frac{кг}{м^3}$;
- μ – коэффициент динамической вязкости жидкости, $МПа \cdot с$;
- μ' – коэффициент расхода;
- $E_{ж}$ – объемный модуль упругости двухфазной рабочей жидкости;
- C_{x_u} – жесткость пружины исполнительного золотника, $кг/см$;
- C_{x_y} – жесткость пружины управляющего золотника, $кг/см$;
- x_{z_u} – величина предварительного сжатия пружины исполнительного золотника, $см$;
- x_{z_y} – величина предварительного сжатия пружины управляющего золотника, $см$;
- p_0 – начальное (атмосферное) давление, $МПа$;
- p_1 – давление рабочей жидкости в нагнетательной магистрали гидроагрегата, $МПа$;
- $p_{вс}$ – давление во всасывающей магистрали, на входе в насос, $МПа$;

- $P_{сл}$ — давление в сливной магистрали гидросистемы, МПа;
- $P_{др}$ — давление в дренажной магистрали гидросистемы, МПа;
- M_n — нагрузочный момент двигателя со стороны насоса;
- $M_{кр}$ — крутящий момент на валу гидромотора, Н·м;
- M_j — инерционный момент, Н·м;
- M_c — момент сопротивления, Н·м;
- Q_n — подача насоса, л / мин ;
- $Q_{кл}$ — расход через предохранительный клапан непрямого действия,
л / мин ;
- $Q_{кл_u}$ — расход через исполнительный золотник предохранительного клапана, л / мин ;
- $Q_{кл_y}$ — расход через управляющий золотник предохранительного клапана,
л / мин ;
- $Q_{зв}$ — расход рабочей жидкости, подведенный к гидровращателю,
л / мин ;
- $Q_{н.г}$ — геометрическая подача насоса, л / мин ;
- $Q_{н.у}$ — расход утечек (в дренажную магистраль) насоса, л / мин ;
- $Q_{н.п}$ — расход перетечек (во всасывающую магистраль) насоса, л / мин ;
- $Q_{н.к}$ — расход насоса, вызванный компрессией рабочей жидкости,
л / мин ;
- $Q_{н.д}$ — деформационный расход насоса, л / мин ;
- $Q_{сж}$ — деформационный расход трубопроводов, л / мин ;
- $Q_{др}$ — расход через демпфирующий дроссель, л / мин ;
- $Q_{уп_u}$ — расход, необходимый для срабатывания исполняющего золотника,
л / мин ;

- Q_{yn_y} — расход, необходимый для срабатывания управляющего золотника,
л / мин ;
- $Q_{зв.у}$ — расход утечек рабочей жидкости гидровращателя, *л / мин ;*
- $Q_{зв.п}$ — расход перетечек рабочей жидкости гидровращателя, *л / мин ;*
- $Q_{зв.к}$ — расход гидромотора, вызванный компрессией рабочей жидкости,
л / мин ;
- $Q_{зв.д}$ — деформационный расход гидровращателя, *л / мин ;*
- $Q_{зв.г}$ — геометрический расход гидровращателя, *л / мин ;*
- $\eta_{г.м}$ — гидромеханический КПД;
- $\eta_г$ — гидравлический КПД;
- $\eta_{об}$ — объемный КПД;
- η — общий КПД.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы. В процессе формирования номенклатуры производства отечественного гидрооборудования, особое место занимает проблема гидрофикации мобильной техники, где уже давно сформировались традиционные ее потребители – сельскохозяйственное, лесозаготовительное, строительное и дорожное машиностроение, а также в несколько меньших масштабах, но с большими потенциальными возможностями – бурильное гидрооборудование, гидрооборудование для горной и угольной промышленности.

Продолжающаяся гидрофикация техники затронула отрасли, где в силу тяжелых условий работы ранее применение гидропривода казалось проблемным. Повышение требований к гидромашинам и гидроагрегатам в свою очередь потребовало переосмысливание принципов создания и применения этого гидрооборудования. Перед специалистами встали новые проблемы, без решения которых дальнейшее прогрессивное развитие гидропривода, а, следовательно, и всего машиностроения, невозможно. К основным проблемам можно отнести: переход на более высокие давления для снижения габаритов, улучшения быстродействия и динамических свойств; применение гидромашин со стабилизацией выходных характеристик и более высоким КПД; унификация условий экспериментальных исследований гидроприводов с целью получения адекватных результатов; изучение влияния изменения давления на выходные характеристики работающих гидромотора и гидронасоса и всей гидросистемы; разработка теории и алгоритмов расчетов инерционных систем с учетом нелинейности при переходных процессах.

Недостаточно широкое использование гидросистем привода активных рабочих органов мобильной техники (под мобильной техникой в данной работе понимается техника с приводом от ДВС, то есть с постоянно работающим нерегулируемым насосом), как в нашей стране, так и за рубежом, объясняется спецификой требований к приводам рабочих органов мобильной техники; ограниченной номенклатурой гидромашин и на их основе гидроагрега-

тов; неудовлетворительными их выходными характеристиками и т.п.

Современные тенденции развития гидрофикации мобильной техники требуют разработки принципиально новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин, а также новых подходов в решении проблемы улучшения выходных характеристик гидроагрегатов с гидромашинami вращательного действия.

Достоинствами гидропривода с высокомоментным гидравлическими вращателями являются: возможность создания безредукторного привода; высокий пусковой момент; быстрый разгон; стабилизация силовых параметров с помощью несложных демпфирующих устройств.

В настоящее время развивающийся гидропривод мобильной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия с очень большими (более $5000 \text{ Н}\cdot\text{м}$) крутящими моментами и очень низкими (до 10 об/мин) частотами вращения. Таким требованиям удовлетворяют гидравлические вращатели планетарного типа, которые представляют собой совершенно новое направление в развитии высокомоментных планетарных гидромашин вращательного действия. Однако, существует ряд особенностей, без учета которых не представляется возможным улучшить выходные характеристики этих гидромашин, а именно:

- заполнение рабочей жидкостью рабочих камер гидравлического вращателя планетарного типа, образованных элементами его вытеснительной системы, при формировании вращающегося гидравлического поля;
- математическое описание потерь при течении рабочей жидкости в проточных частях распределительной системы планетарного гидровращателя при определении его геометрических параметров и выходных характеристик;
- повышение точности расчета гидравлических, механических и объемных потерь в планетарном гидровращателе;
- определение геометрических параметров элементов распределительной системы непосредственного типа для планетарных гидравлических вращателей;

- определение геометрических параметров элементов вытеснительной системы определяющих формирование вращающегося гидравлического поля для гидравлических вращателей планетарного типа;

- исследование рабочих процессов распределительной и вытеснительной систем на базе усовершенствования математической модели гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата, включающей функциональные выражения, ограничения и критерии, описывающие рабочие процессы и функционирование узлов планетарного гидровращателя и их взаимодействие с рабочей жидкостью, как единое целое.

Таким образом, усовершенствование теории расчета и проектирования рабочих поверхностей вытеснительной и распределительной систем гидровращателей планетарного типа на базе исследования их рабочих процессов является актуальной научно-практической проблемой, решение которой особенно важно для развития высокомоментных планетарных гидромашин вращательного действия, которое определило направление диссертационного исследования.

Связь работы с научными программами, планами, темами. Диссертационная работа выполнена на кафедре мобильных энергетических средств Таврического государственного агротехнологического университета. Результаты, полученные в процессе выполнения диссертации, являются составной частью комплекса исследований, проведенных в рамках госбюджетных научно-исследовательских работ Министерства аграрной политики и продовольствия Украины: “Совершенствование и разработка научных основ повышения эксплуатационной эффективности мобильной сельскохозяйственной техники” (ГР № 0107U008961) 2007-2010 г., (ГР № 0111U002558) 2011-2015 г., где соискатель была ответственным исполнителем, “Разработка и внедрение Мелитопольской технологии и технических средств уборки зерновых культур обчесыванием растений на корне” (ГР № 0111U002550) 2011-2015 г., где соискатель была исполнителем отдельных этапов. В диссертационной работе использованы результаты, полученные при участии соискателя

в выполнении отдельных этапов научно-исследовательских работ Министерства промышленной политики Украины “Разработка семейства унифицированных высокомоментных гидромоторов” (ГР №0104U007459).

Цель и задачи исследований. Целью диссертационной работы является улучшение выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегатов мобильной техники, путем исследования рабочих процессов их вытеснительных и распределительных систем на основе усовершенствования математических моделей.

Для достижения цели поставлены следующие задачи:

- проанализировать конструктивные особенности распределительной и вытеснительной систем гидравлических вращателей планетарного типа;
- разработать математические модели рабочих процессов, происходящих в гидравлическом вращателе планетарного типа в составе гидроагрегата, с учетом конструктивных особенностей его элементов;
- провести параметрические исследования гидравлических вращателей планетарного типа, обусловленные влиянием геометрии элементов вытеснительной системы и формы проточных частей распределительной системы на их выходные характеристики;
- исследовать динамику серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа в составе гидроагрегата;
- провести экспериментальные исследования гидравлических вращателей планетарного типа и сделать оценку адекватности математической модели рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа реальному объекту;
- разработать практические рекомендации для расчета и проектирования гидравлических вращателей планетарного типа и их элементов.

Объект исследований – гидравлические, гидродинамические и механические процессы взаимодействия потока рабочей жидкости с элементами вытеснительных и распределительных систем гидравлических вращателей планетарного типа в составе гидроагрегатов привода мобильной техники.

Предмет исследований – функциональные зависимости, описывающие рабочие процессы вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата.

Методы исследований. Теоретические аспекты диссертации базируются на методах механики жидкости и газа, способствующие определению изменения давления рабочей жидкости в проточных частях распределительной системы, а так же в зазорах между элементами вытеснительной системы. Для исследования рабочих процессов, происходящих в вытеснительной и распределительной системах гидравлического вращателя планетарного типа и изменения его выходных характеристик использованы методы теории механизмов и машин, а также метод системного анализа, которые позволили описать изменение выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа в процессе эксплуатации. Методы имитационного моделирования для исследования закономерностей изменения выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа в эксплуатационных условиях при переходных процессах исследовались с использованием пакета имитационного моделирования “Vissim” и универсальной программной системы конечно-элементного анализа “Ansys”. Для определения выходных характеристик серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа при их сравнительных испытаниях применялся метод экспериментальных исследований. Экспериментальная проверка теоретических исследований проводилась в реальных условиях с обработкой полученных результатов с использованием методов математической статистики и теории вероятности. Решение задач по улучшению параметров вытеснительных и распределительных систем осуществлялось путем усовершенствования теории расчета, разработки практических рекомендаций и конструкторской документации для проектирования унифицированного ряда гидравлических вращателей планетарного типа.

Научная новизна полученных результатов. На основании выполненных исследований получены следующие научные результаты:

- впервые обоснованы, исследованы и определены гидравлические потери в проточных частях распределительных систем гидровращателей планетарного типа, получены новые математические зависимости, описывающие эти потери, что позволяет проектировать проточные части распределительных систем непосредственного типа с заданными характеристиками;

- впервые исследовано влияние геометрических параметров элементов проточных частей распределительной системы гидравлического вращателя планетарного типа на изменение гидравлических потерь, позволяющее повысить точность определения гидравлического и общего КПД гидровращателя в целом;

- впервые определено влияние геометрических параметров элементов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа на заполняемость его рабочих камер рабочей жидкостью, позволяющее уменьшить гидравлические потери гидровращателя на стадии проектирования;

- получили дальнейшее развитие математические модели рабочих процессов, происходящих в вытеснительной и распределительной системах планетарного гидровращателя, с учетом начальных и граничных условий, позволяющие исследовать влияние геометрических параметров элементов этих систем на выходные характеристики гидровращателя в целом;

- получила дальнейшее развитие концепция повышения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа за счет заполнения рабочих камер, образованных элементами вытеснительной системы и уменьшения гидравлических потерь в проточных частях распределительной системы;

- впервые на основе системного подхода, с учетом потерь в проточных частях распределительной системы и зазоров между вытеснительными элементами, соединяющими рабочие камеры, выполнены исследования динамических процессов, происходящих в элементах гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата при разгоне, позволяющие обеспечить заданные выходные характеристики гидровращателя при проектиро-

вании.

Практическая значимость полученных результатов в области проектирования гидравлических машин объемного действия состоит в разработке комплекса блоков моделирования рабочих процессов гидровращателя планетарного типа (реализованного с помощью пакета имитационного моделирования “Vissim”) для расчета его статических и динамических характеристик в составе гидроагрегата, позволяющих проводить исследования изменения выходных характеристик гидровращателей с учетом конструктивных особенностей его вытеснительной и распределительной систем. Предложены практические рекомендации по проектированию элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателей планетарного типа, позволяющие определить количественную характеристику изменения зазоров между вытеснительными элементами, соединяющими рабочие камеры, а также определить количественное изменение площади проходного сечения распределительной системы.

Разработанная методика расчета и проектирования гидровращателей планетарного типа позволяет улучшить их выходные характеристики и повысить мощность при сохранении массогабаритных показателей еще на стадии проектирования. Разработанная конструкторская документация позволяет модернизировать унифицированный ряд высокомоментных гидровращателей планетарного типа с рабочими объемами 4000, 5000, 6300 и 8000 см^3 , соответственно.

Разработанный стенд для испытания унифицированного ряда высокомоментных гидровращателей планетарного типа с рабочими объемами 4000...8000 см^3 позволяет провести сравнительные экспериментальные исследования с целью определения количественного улучшения выходных характеристик модернизированных гидровращателей.

Результаты работы сформулированы в форме рекомендаций для расчета и проектирования гидравлических вращателей планетарного типа. Разра-

ботанную конструкторскую документацию передано АО «Гидроинпекс» (г.Сорока, Молдова) для изготовления опытной партии унифицированных высокомоментных гидровращателей планетарного типа.

Теоретические разработки по расчету, моделированию, проектированию гидровращателей планетарного типа, их узлов и деталей используются в учебном процессе кафедры мобильных энергетических средств Таврического государственного агротехнологического университета при изучении дисциплин «Гидропривод сельскохозяйственной техники», «Гидравлические системы сельскохозяйственной техники», а также при курсовом и дипломном проектировании.

Личный вклад соискателя. Все основные положения и результаты диссертационной работы, которые выносятся на защиту, получены соискателем лично. В публикациях, выполненных в соавторстве, личный вклад соискателя представлен следующими положениями: обосновано использование гидравлических машин планетарного типа для привода активных рабочих органов мобильной сельскохозяйственной техники [176,185,196]; предложены расчетные схемы и математические модели процессов, происходящих в гидроагрегате и его элементах [21,119,124,132,140,141,144,154]; обоснованы начальные условия и диапазон изменения геометрических и рабочих параметров объемного гидропривода и его элементов [26,123,180]; использован системный подход при анализе конструктивных особенностей и принципа действия гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей [126,137,138,155], использован системный подход при анализе параметров гидроагрегата и его элементов, влияющих на его выходные характеристики [134,135,151,167,178,181,183]; предложено системное рассмотрение кинематики и динамики работы планетарных гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей [129,191]; разработана методология расчета и проектирования гидровращателей планетарного типа [120,133,145,146,153,159,160,170,179, 190,192]. Формулирование проблемы и задач исследований осуществлялось совместно с научным консультантом.

Апробация результатов диссертации. Основные положения диссертационной работы докладывались и обсуждались на: X Международной научно-практической конференции «Гидроаэромеханика в инженерной практике» (г. Краматорск, 2005 г.); VI Международной научно-технической конференции «Промышленная гидравлика и пневматика» (г. Львов, 2005 г.); XI Международной научно-технической конференции «Гидроаэромеханика в инженерной практике» (г. Киев, 2006 г.); VII Международной научно-технической конференции «Промышленная гидравлика и пневматика» (г. Винница, 2006 г.); XII Международной научно-технической конференции «Гидроаэромеханика в инженерной практике» (г. Луганск, 2007 г.); VIII Международной научно-технической конференции «Промышленная гидравлика и пневматика» (г. Мелитополь, 2007 г.); XIII Международной научно-технической конференции «Гидроаэромеханика в инженерной практике» (г. Киев, 2008 г.); IX Международной научно-технической конференции «Промышленная гидравлика и пневматика» (г. Кременчуг, 2008 г.); XIV Международной научно-технической конференции «Гидроаэромеханика в инженерной практике» (г. Черновцы, 2009 г.); X Международной научно-технической конференции «Промышленная гидравлика и пневматика» (г. Львов, 2009 г.); XV Международной научно-технической конференции «Гидроаэромеханика в инженерной практике» (г. Киев, 2010 г.); XI Международной научно-технической конференции «Промышленная гидравлика и пневматика» (г. Мелитополь, 2010 г.); XVI Международной научно-технической конференции «Гидроаэромеханика в инженерной практике» (г. Киев, 2011 г.); XII Международной научно-технической конференции «Промышленная гидравлика и пневматика» (г. Донецк, 2011 г.); XII Международной научно-технической конференции «Прогрессивная техника и технология-2011» (г. Севастополь, 2011 г.); XVII Международной научно-технической конференции «Гидроаэромеханика в инженерной практике» (г. Черкассы, 2012 г.); XIII Международной научно-технической конференции «Промышленная гидравлика и пневматика» (г. Чернигов, 2012 г.); XIII Международной науч-

но-технической конференции «Прогрессивная техника и технология-2012» (г. Севастополь, 2012); XIV Международной научно-технической конференции «Современные проблемы геометрического моделирования» (г. Мелитополь, 2012 г.); IX Международном форуме «Интердрайв-2012» (г. Москва, 2012 г.); технических советах завода-изготовителя гидромашин планетарного типа «Гидроинпекс» (г.Сорока, Молдова, 2005-2012 г.); ежегодных научно-технических конференциях Таврического государственного агротехнологического университета (г. Мелитополь, 2005-2012г.).

Разработанные гидромашин для привода активных рабочих органов и движителей мобильной сельскохозяйственной техники экспонировались на Международной выставке учебных заведений «Современное образование в Украине-2005» (г. Киев, 2005 г.); Международной агротехнической выставке-ярмарке «Агро-2005» (г. Киев, 2005 г.); выставке «Агротаврия-2005» (г.Мелитополь, 2005 г.); Международной специализированной выставке «Комунтех-2005» (г. Киев, 2005 г.); Международной агротехнической выставке-ярмарке «Агро-2006» (г. Киев, 2006 г.); IX Международной выставке «Интердрайв-2012» (г. Москва, 2012 г.).

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 42 научных работы, из них 22 статьи в специальных изданиях, утвержденных списком ВАК Украины, 4 – материалы международных научно-практических конференций.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, шести разделов, выводов, списка использованной литературы и приложений. Полный объем диссертации составляет 447 страниц, из них: 70 рисунков по тексту; 68 рисунков на 57 отдельных страницах; 11 таблиц по тексту; 5 таблиц на 3 отдельных страницах; список используемых источников из 284 наименований на 31 странице и 4 приложения на 39 страницах.

РАЗДЕЛ 1

ПОСТАНОВКА НАУЧНОЙ ПРОБЛЕМЫ И ПУТИ ЕЕ РЕШЕНИЯ

1.1. Основные направления гидрофикации мобильной техники

В процессе формирования номенклатуры производства отечественного гидрооборудования, особое место занимает проблема гидрофикации мобильной техники, где уже давно сформировались традиционные ее потребители – сельскохозяйственное, лесозаготовительное, строительное и дорожное машиностроение, а также в несколько меньших масштабах, но с большими потенциальными возможностями – бурильное гидрооборудование, гидрооборудование для горной и угольной промышленности.

Продолжающаяся гидрофикация техники затронула отрасли, где в силу тяжелых условий работы ранее применение гидропривода казалось проблемным. Повышение требований к гидромашинам и гидроагрегатам в свою очередь потребовало переосмысливание принципов создания и применения этого гидрооборудования. Перед специалистами встали новые проблемы, без решения которых дальнейшее прогрессивное развитие гидропривода, а, следовательно, и всего машиностроения, невозможно. К основным проблемам можно отнести [224]:

- переход на более высокие давления для снижения габаритов, улучшения быстродействия и динамических свойств;
- применение регулируемых гидромашин со стабилизацией выходных характеристик и более высоким КПД;
- унификация условий экспериментальных исследований гидроприводов с целью получения адекватных результатов;
- изучение влияния изменения давления на выходные характеристики работающих гидромотора и гидронасоса и всей гидросистемы;
- разработка теории и алгоритмов расчетов инерционных систем с учетом нелинейности при переходных процессах.

Недостаточно широкая гидрофикация активных рабочих органов мобильной техники, как у нас в стране, так и за рубежом объясняется следующими причинами [2,4,13,16-18,150,198,247,248,252,256,258,264,271,272,276,279,280]: ограниченной номенклатурой гидроагрегатов; спецификой требований к исполнительным механизмам (гидромашинам) гидроагрегатов; низким техническим уровнем гидроагрегатов и неудовлетворительными выходными характеристиками; недостаточной их надежностью и долговечностью; высокой стоимостью гидроагрегатов и т.п.

В настоящее время наиболее интенсивно развивающейся отраслью машиностроения является объемный (силовой) гидропривод. Из года в год растут параметры гидросистем, требования к гидроприводу как с точки зрения расходов и давлений, так и с точки зрения быстродействия, снижения колебаний, кавитационных процессов и т.п. Силовой гидропривод используется в сельскохозяйственных, лесозаготовительных, автотранспортных, строительных, дорожных, горных, металлургических машинах, а так же вертолетах, самолетах и другом оборудовании [180,182,185,187,190,193,194-197].

Постоянно развивающийся гидропривод мобильной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия с очень большими (более $5000\text{Н}\cdot\text{м}$) крутящими моментами и очень низкими (до 10 об/мин) частотами вращения. Таким требованиям удовлетворяют гидравлические вращатели, которые представляют собой совершенно новое направление в развитии гидромашин вращательного действия.

Для работ с навесным оборудованием, если требуется точность и маневренность в работе, применяются современные гидравлические вращатели фирмы RotoBox (рис. 1.1) [212]. Неограниченный угол вращения позволяет поворачивать навесное оборудование вокруг своей оси, что значительно облегчает выполнение необходимых операций.

Наиболее современные гидравлические вращатели – это бурильные вращатели англо-австралийской фирмы DIGGA [39], которая по праву занимает одну из ведущих позиций на мировом рынке производителей навесной

строительной техники. Они монтируются на рукоять гидравлического экскаватора (рис. 1.2) и широко применяются для бурения в широком спектре строительных работ: при устройстве фундаментов, подготовке скважин для набивных свай, возведении опор ЛЭП и других. Бурильные вращатели DIGGA легко устанавливаются на самые разные модели экскаваторов и характеризуются повышенным крутящим моментом.

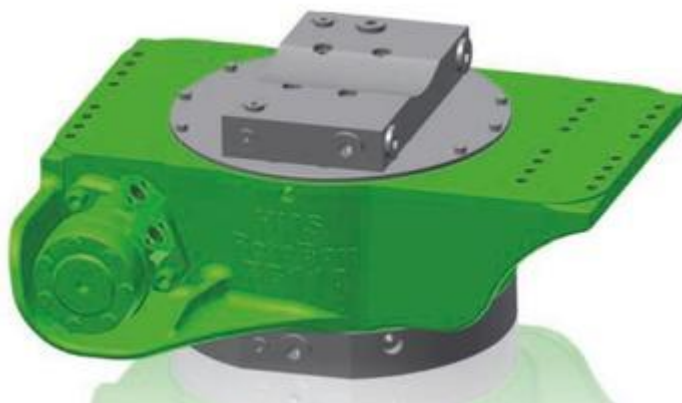


Рис. 1.1. Гидравлический вращатель (ротатор) фирмы RotoBox



Рис. 1.2. Гидравлический вращатель фирмы DIGGA

Для бурения скважин в различных грунтовых условиях также применяются современные гидравлические вращатели BRUCE (Корея) серии SGA [37] (рис. 1.3). Они устанавливаются на копровые мачты, которые оснащены специальным узлом, обеспечивающим принудительное усилие на забурива-

ние.

Подавляющее большинство гидровращателей во всем мире [43], в т.ч. AugerTorque (рис. 1.4) [40] и HYDRA, в основе своей конструкции имеют аксиально-поршневой гидромотор и планетарный редуктор. Такое сочетание позволяет получить высокую частоту вращения на входе гидровращателя и, благодаря работе планетарного редуктора, обеспечивает низкую частоту вращения и высокий крутящий момент на выходе. Основными преимуществами таких вращателей являются: низкая стоимость и высокий крутящий момент [43].

В гидровращателях MGF (рис. 1.5) немецкого производства используется другой тип гидромотора – радиально-поршневой [43], который часто применяется в приводах станков, кузнечнопрессового, горного и другого оборудования. Редуктор в таком гидровращателе отсутствует. Они имеют невысокую частоту вращения, и практически весь крутящий момент от гидромотора передают шнеку напрямую. Преимуществом гидровращателей данного типа является высокий крутящий момент, низкая частота вращения и очень высокие гидравлические показатели (максимальное давление до 40 МПа и максимальный расход рабочей жидкости до 500 л/мин), что позволяет использовать гидровращатель максимально эффективно, не ограничивая давление и скорость потока рабочей жидкости в гидроприводе экскаватора.

Установка разведочного бурения УРБ 2А2 (рис. 1.6) предназначена [35] для бурения геофизических и структурно-поисковых скважин на нефть и газ, разведки месторождений твердых полезных ископаемых, строительных материалов и подземных вод, бурения водозаборных и взрывных скважин. Бурение производится вращательным способом с промывкой или продувкой скважины или шнеками.

На рис. 1.7 показана гидравлическая схема привода бура буровой установки УРБ 2А2 с разомкнутой циркуляцией рабочей жидкости, высокомоментным гидровращателем 8 и нерегулируемым шестеренным насосом 3 [35].



Рис. 1.3. Гидравлический вращатель BRUCE серии SGA



Рис. 1.4. Гидровращатель AugerTorque



Рис. 1.5. Гидровращатель MGF



Рис. 1.6. Буровая установка УРБ 2А2

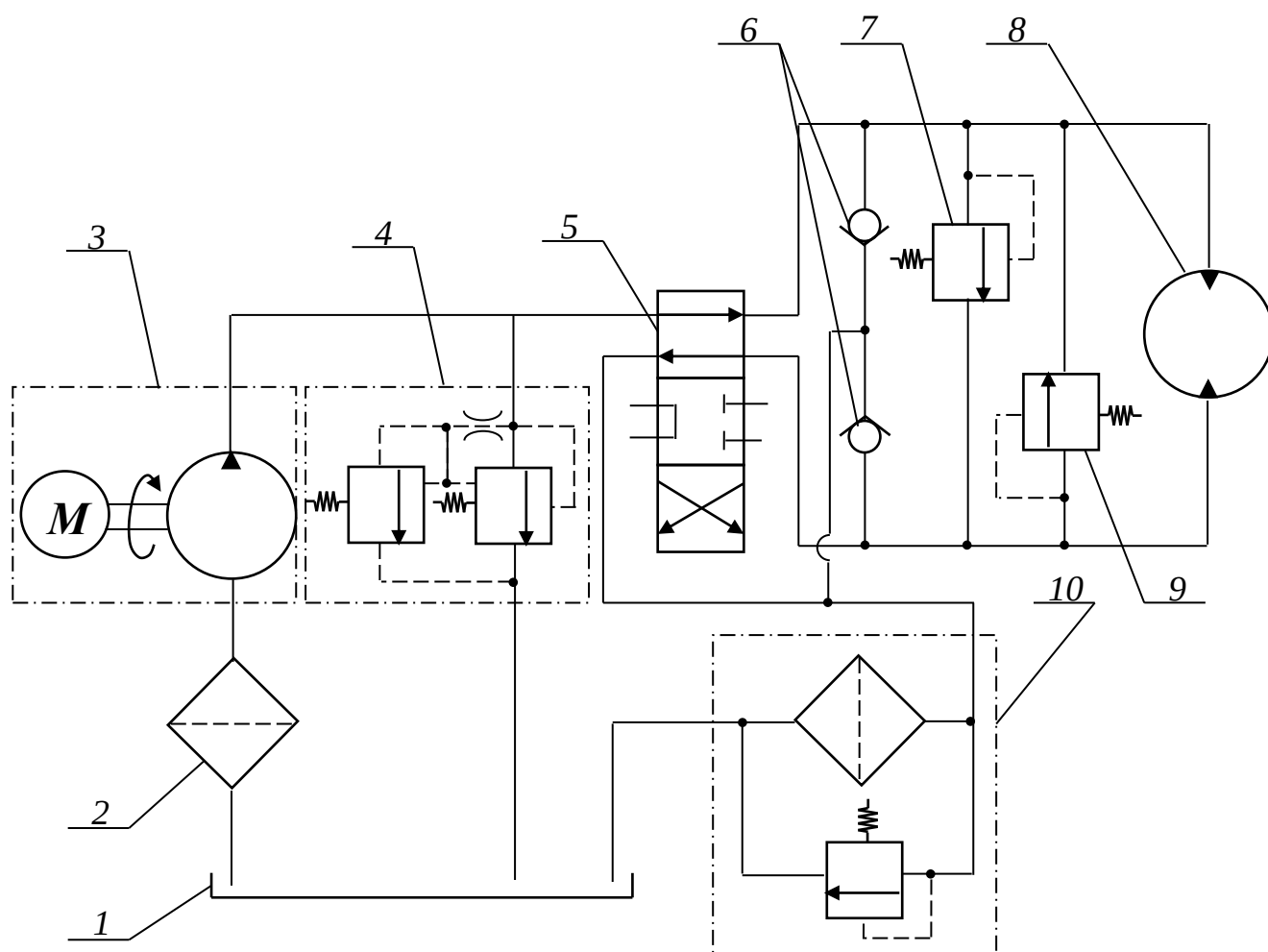


Рис. 1.7. Гидравлическая схема привода бура:
 1 – гидробак; 2 – фильтр грубой очистки; 3 – шестеренный нерегулируемый насос с приводным двигателем; 4 – предохранительный клапан непрямого действия; 5 – распределитель; 6 – подпорные клапаны; 7, 9 – предохранительные клапаны высокого давления; 8 – выокомоментный гидравлический вращатель планетарного типа; 10 – фильтр тонкой очистки с предохранительным клапаном низкого давления

Изменение направления вращения высокомоментного гидровращателя 7 (рис. 1.7) с приводным буром осуществляется посредством распределителя 5. Для предохранения привода в нем установлены предохранительные клапаны 7 и 9 на каждой гидролинии в непосредственной близости от гидровращателя 8, а предохранительный клапан непрямого действия 4 в напорной магистрали, соединяющей нерегулируемый шестеренный насос 3 с распределителем 5. Для обеспечения очистки рабочей жидкости в гидropередаче предусмотрены фильтры грубой 2 и тонкой 10, каждый из которых рассчитан на прохождение полного потока жидкости. Подпорные клапаны 6 поддерживают в сливной гидролинии постоянное давление, необходимое для нормальной работы гидровращателя 8 с приводным буром.

В настоящее время гидрофицирована и лесозаготовительная техника, включающая в себя гусеничные или колесные харвестеры с харвестерными головками, которые идеально подходят для валки крупных деревьев и с легкостью устанавливаются на лесопогрузчики, экскаваторы и валочно-пакетирующие машины. В производстве машин для деревообработки развитие технологий, нацеленных на повышение мобильности, маневренности и производительности, привело к появлению оборудования совершенно нового качества.

Анализ харвестерных головок показал [227-231], что на сегодняшний день наибольшего внимания заслуживает мощная харвестерная головка Waratah H480C (рис. 1.8), позволяющая валить лес в сочетании с превосходным качеством обрезки сучьев по всей длине ствола.

Головку H480C отличает мощная, непроскальзывающая, четырехвальцовая протяжка с четырьмя высокомоментными гидромоторами с планетарным редуктором [227].

Оптимизация усилия протяжки и скорость – это результат правильного выбора высокомоментных гидромоторов. Высокомоментные гидромоторы 400/630 см³ показывают высокое исполнение на стадиях от рубок раннего прореживания и до позднего. Высокомоментные гидромоторы 500/800 см³

предпочтительны на поздних стадиях рубок прореживания и на сплошных рубках. Харвестерная головка Н480С даёт беспрецедентное качество протяжки, особенно на крупном лесе. Новая геометрия рычагов протяжных вальцов доказывает, что вальцы твердо удерживают и надежно протягивают стволы разных диаметров. Доказавший свою надежность распределитель EVO2 обеспечивает эффективный поток гидравлики и контроль головки, что приводит к экономии топлива базовой машины. Пильный механизм SuperCut 100, оснащенный гидромотором пилы Parker или Bucher, позволяет пилить древесину диаметром до 710 мм.

На рис. 1.9 представлена гидравлическая схема привода вальцов протяжки с четырьмя высокомоментными гидромоторами.

Шестеренный нерегулируемый насос 2 с приводным двигателем внутреннего сгорания подает рабочую жидкость из бака 1 к распределителю 4 и далее к блоку выкомоментных гидромоторов с планетарными редукторами 5. С помощью распределителя 4 осуществляется перемещения харвестерной головки вдоль бревна, остановка, а также ее реверсивное движение. От блока выкомоментных гидромоторов рабочая жидкость возвращается обратно в бак 1. При перегрузках, возникающих при работе харвестерной головки срабатывает, предохранительный клапан непрямого действия 3 и направляет поток рабочей жидкости обратно в бак 1.

Основным недостатком гидропривода четырехвальцово́й протяжки с высокомоментными гидромоторами является наличие планетарного редуктора для повышения крутящего момента и снижения частоты вращения гидромотора.

В мировой и отечественной практике создания машиностроительных гидроприводов определилась тенденция применения высокомоментных низкооборотных гидромоторов (гидровращателей) вместо быстроходных гидромоторов с редукторами, а в ряде случаев вместо силового электропривода [43,56,93,201].



Рис. 1.8. Харвестерная головка Waratah H480C

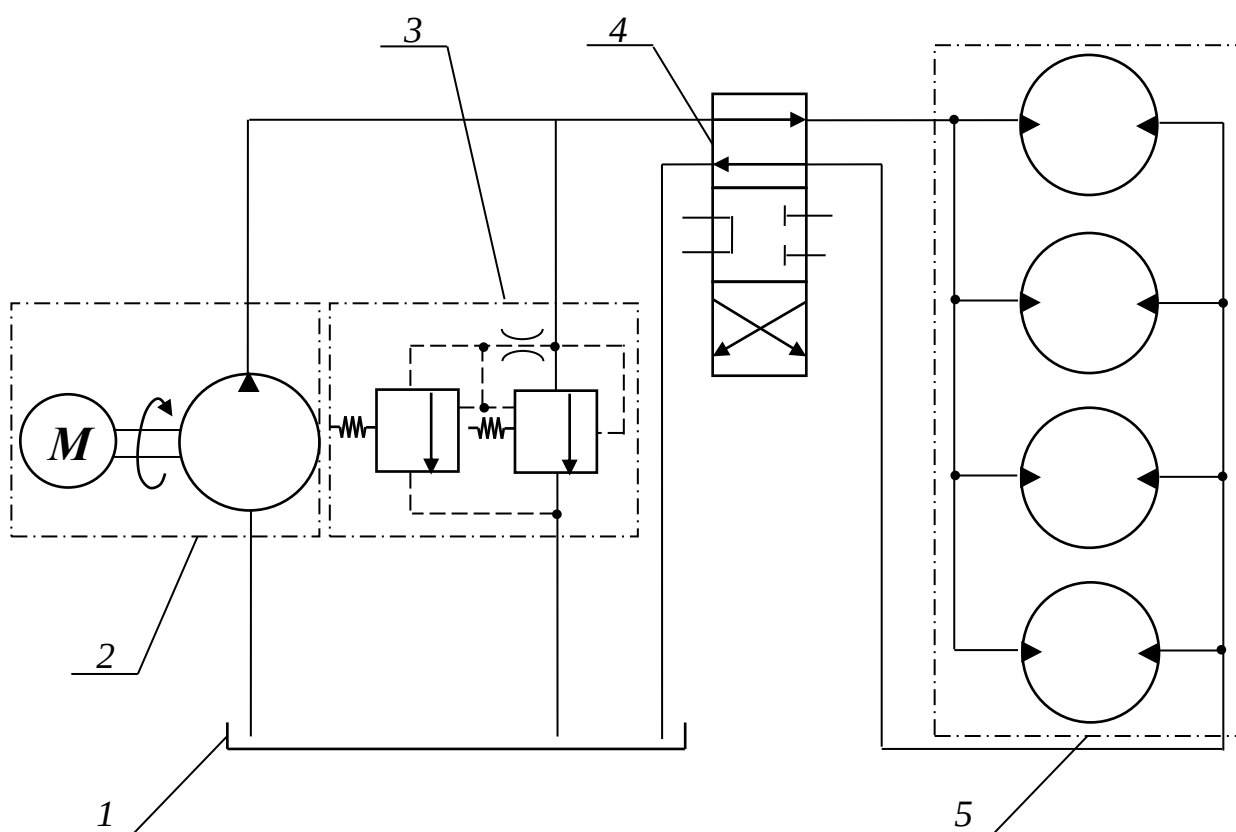


Рис. 1.9. Гидравлическая схема привода валцов протяжки:

- 1 – гидробак; 2 – шестеренный нерегулируемый насос с приводным двигателем; 3 – предохранительный клапан непрямого действия;
4 – распределитель; 5 – выюкомоментные гидромоторы с планетарным редуктором

Комбинированная дорожная машина КО-829Д [73] предназначена для круглогодичного использования по содержанию городских дорог с твёрдым покрытием с пескоразбрасывающим оборудованием для посыпки инертными материалами или антигололёдными реагентами поверхности тротуаров и дорог (рис. 1.10, а).

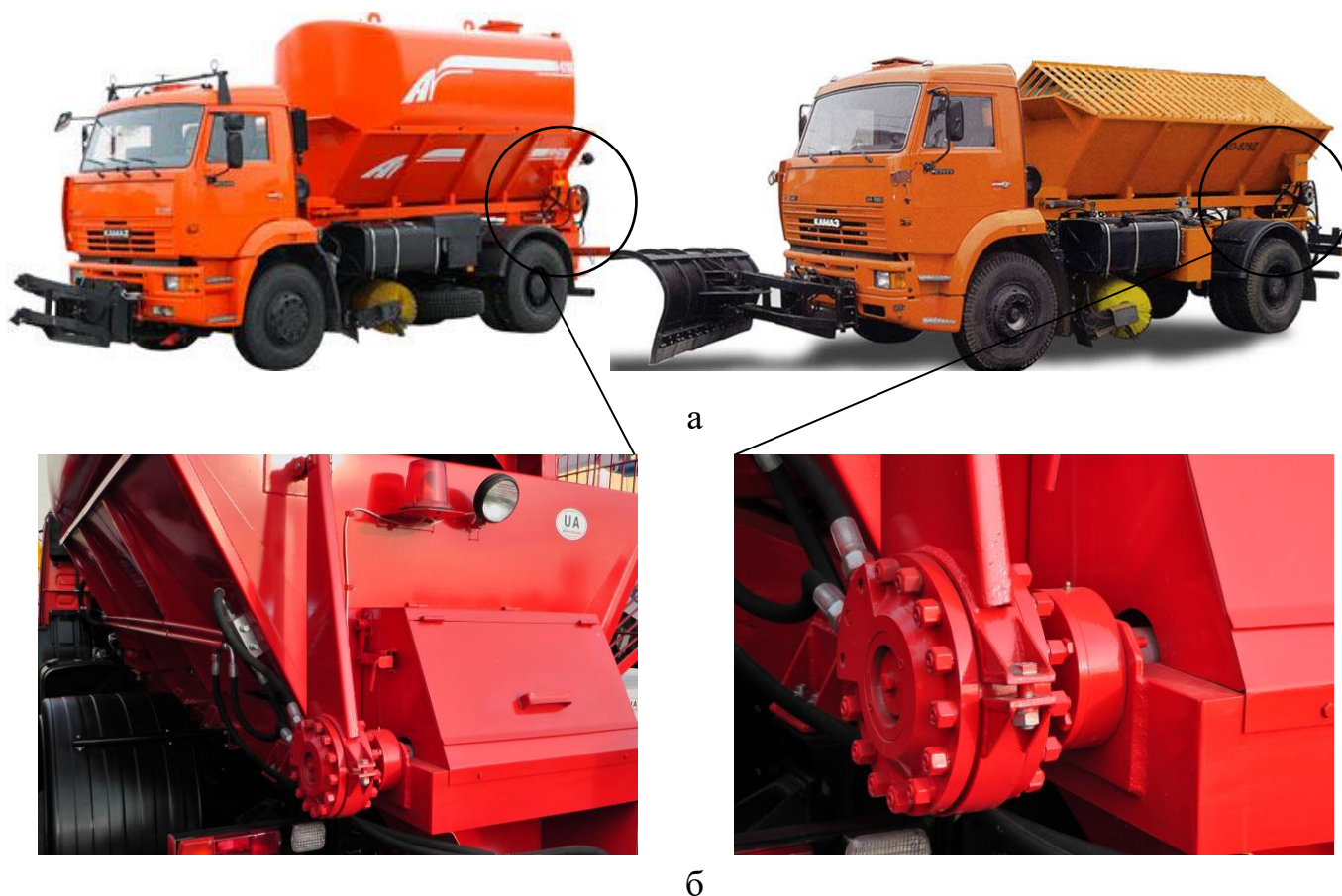


Рис. 1.10. Комбинированная дорожная машина КО-829Д с пескоразбрасывающим оборудованием:
а – вид сбоку комбинированной дорожной машины КО-829Д;
б – высокомоментный гидравлический вращатель типа ГВУ

В состав оборудования комбинированной дорожной машины КО-829Д входит: цистерна, кузов с разбрасывающим диском и транспортёром, который приводится в действие высокомоментным низкооборотным гидровращателем типа ГВУ (рис. 1.10, б), центробежный насос с коробкой отбора мощности, плуг с системой навески, щётка с усиленным гидравлическим приводом, гидросистема и электрооборудование.

На рис. 1.11 показана гидравлическая схема привода транспортера пескоразбрасывателя комбинированной дорожной машины КО-829Д.

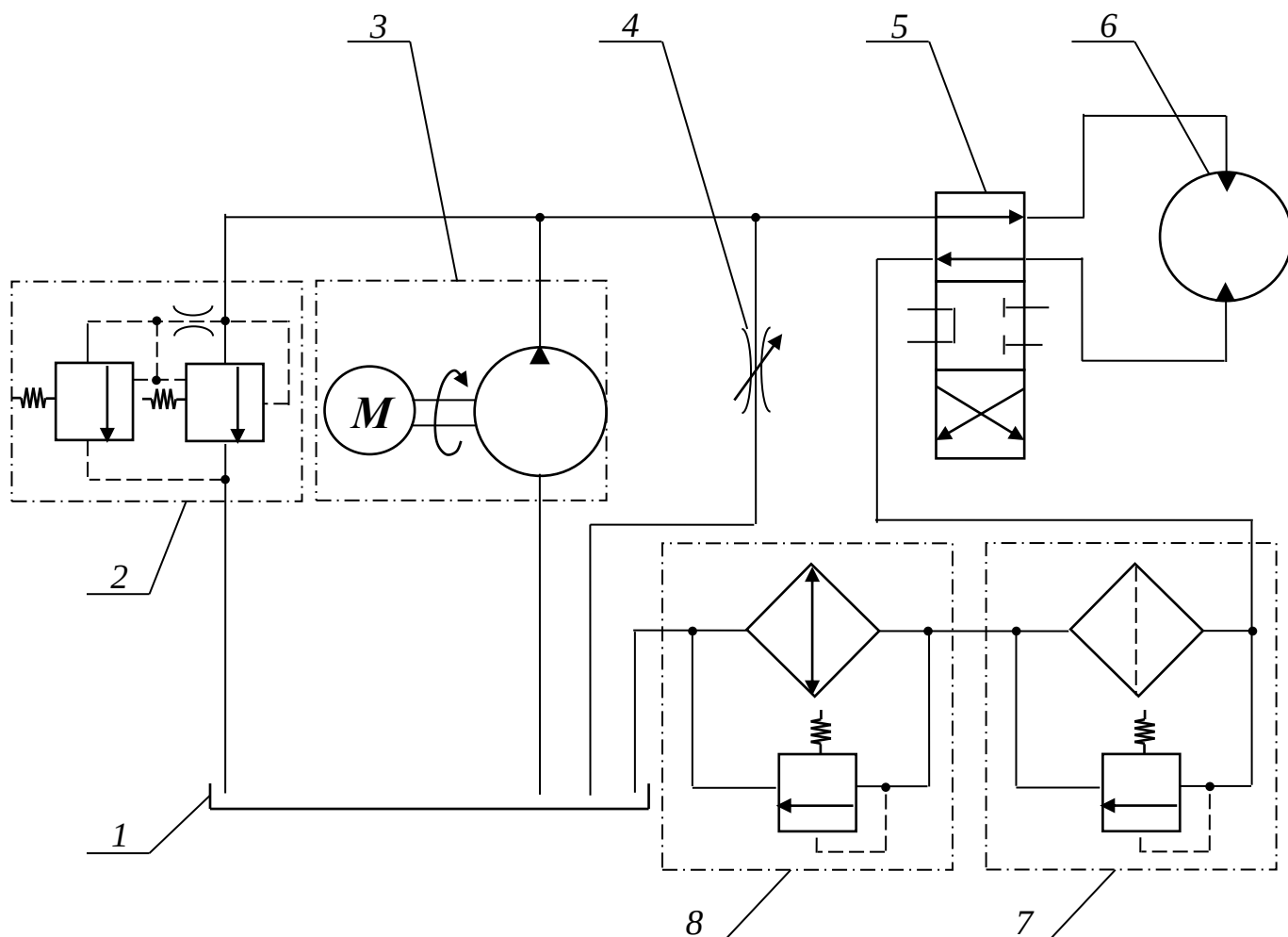


Рис. 1.11. Гидравлическая схема привода транспортера пескоразбрасывателя:
 1 – гидробак; 2 – предохранительный клапан непрямого действия;
 3 – шестеренный нерегулируемый насос с приводным двигателем;
 4 – дроссель; 5 – распределитель; 6 – высокомоментный гидравлический
 вращатель планетарного типа; 7 – фильтр тонкой очистки с
 предохранительным клапаном низкого давления; 8 – охладитель с
 предохранительным клапаном низкого давления

Рабочая жидкость из гидробака 1 с помощью шестеренного нерегулируемого насоса 3, подключенного к приводному двигателю внутреннего сгорания *М*, подается к распределителю 5. Распределитель 5 позволяет осуществить рабочее движение транспортера подачи песка, с помощью высокомоментного гидравлического вращателя планетарного типа 6, его остановку, а так же реверсивное движение. От гидравлического вращателя 6 рабочая жид-

кости к фильтру 7, далее к охладителю 8 и возвращается обратно в бак 1. Изменение скорости подачи песка осуществляется с помощью дросселя 4 подключенного параллельно шестеренному насосу 3, отводящему необходимое количество рабочей жидкости от гидравлического вращателя 6 обеспечивая ему необходимую частоту вращения. При возникновении перегрузок срабатывает предохранительный клапан непрямого действия 2, направляя поток рабочей жидкости обратно в бак 1.

Известно, что самым крупным потребителем силовых гидроагрегатов является сельскохозяйственное машиностроение, причем гидроагрегаты малой мощности (до 16 кВт) предназначены, в основном, для работы навесного оборудования; гидроагрегаты средней мощности (50...60% мощности двигателя) с гидромоторами – для обслуживания активных рабочих органов уборочных машин, почвенных фрез, машин по внесению минеральных и органических удобрений и др.

Гидропривод кукурузоуборочного комбайна КСКУ-6АС (рис. 1.12) предназначен для привода промежуточного и разгрузочного транспортеров от одного высокомоментного гидромотора [200].

На рис 1.13 приведена гидравлическая схема привода разгрузочных транспортеров кукурузоуборочного комбайна КСКУ-6 [200].

Шестеренный нерегулируемый насос 2 (рис. 1.13), приводимый клиноременной передачей от вала привода жатки, подает поток рабочей жидкости в планетарный гидромотор 3, который превращает гидравлическую энергию потока рабочей жидкости в механическую и через цепную передачу приводит в действие конвейеры.

Гидропривод от перегрузки защищает предохранительный клапан непрямого действия 4, отрегулированный на давление срабатывания 10 МПа.

Очищается рабочая жидкость фильтром 3, вмонтированным в горловину бака 1. Когда фильтр засоряется, масло перепускается предохранительным клапаном, отрегулированным на давление 0,3 МПа, в бак без очистки.



Рис. 1.12. Кукурузоуборочный комбайн КСКУ-6АС

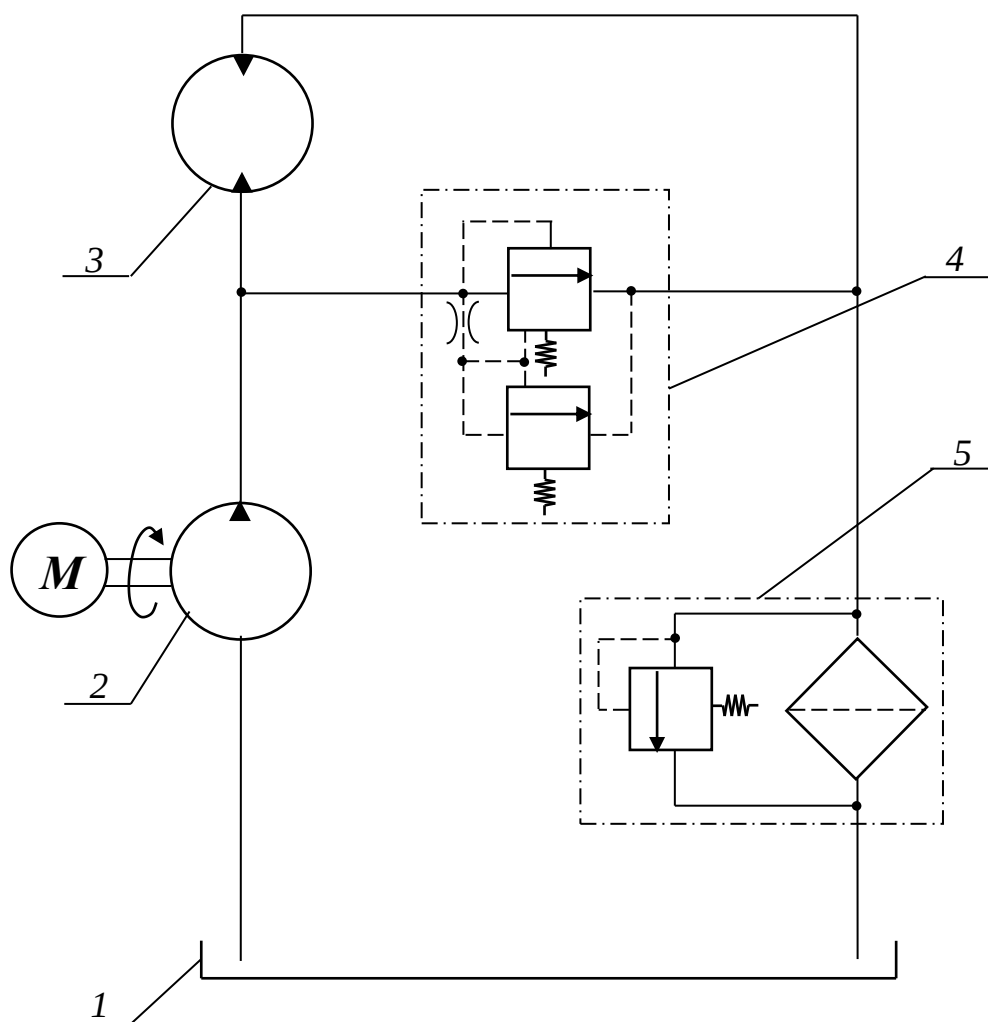


Рис. 1.13. Гидравлическая схема привода разгрузочных транспортеров кукурузоуборочного комбайна КСКУ-6:

1 – гидробак; 2 – шестеренный нерегулируемый насос; 3 – высокомоментный гидромотор планетарного типа; 4 – предохранительный клапан непрямого действия; 5 – фильтр с предохранительным клапаном низкого давления

Универсальный прицеп ПТ-4 (рис. 1.14) предназначен [207] для уборки зерновых культур, картофеля, сахарной свеклы, силоса и других сельскохозяйственных культур с удельной плотностью не более 0,8 т.куб.м. С дополнительным оборудованием выполняет функции разбрасывателя удобрений, а также перегрузку зерновых культур.



Рис. 1.14. Универсальный прицеп ПТ-4

Гидравлическая система прицепа (рис. 1.15) предназначена для привода транспортера и управления положением заднего борта и состоит из шестеренного нерегулируемого насоса 1 гидросистемы 2 трактора, запорного устройства 3, высокомоментного гидромотора 5 с планетарным редуктором, обратного клапана 6, гидроцилиндра 4 управления крышкой загрузочного устройства заднего борта, гидроцилиндров 7 и 8 управления положением транспортера, трубопроводов и соединительной гидроарматуры.

Высокомоментный гидромотор 5 (рис. 1.15) подключен параллельно с гидроцилиндром 4 управления положением крышки загрузочного устройства заднего борта. При переводе золотника секции **I** тракторного гидрораспределителя в рабочее положение рабочая жидкость через запорные устройства 3 подается одновременно к гидромотору 5 и в штоковую полость гидроцилиндра 4. Так как давление, необходимое для страгивания гидроцилиндра 4, меньше, чем давление страгивания гидромотора 5, то сначала открывается крышка загрузочного устройства заднего борта, а затем начинает работать гидромотор 5.

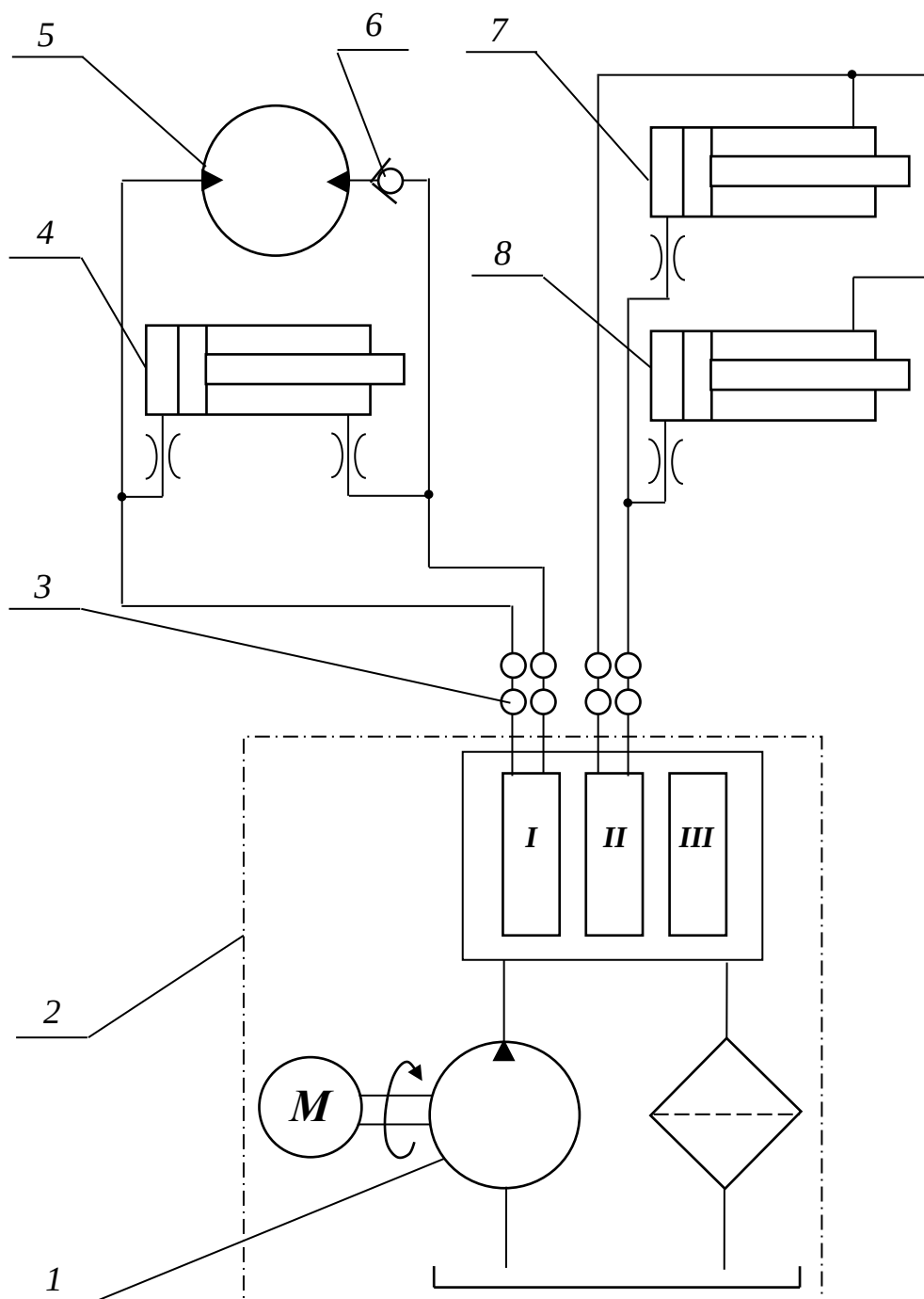


Рис. 1.15. Гидравлическая схема привода транспортера универсального прицепа ПТ-4:

1 – шестеренный нерегулируемый насос; 2 – гидросистема трактора;
 3 – запорные устройства; 4 – гидроцилиндр управления положением
 крышки загрузочного устройства заднего борта; 5 – высокомоментный
 гидромотор с планетарным редуктором; 6 – обратный клапан;
 7, 8 – гидроцилиндры управления положением транспортера

Для закрытия крышки загрузочного устройства заднего борта после разгрузки прицепа рычаг гидрораспределителя трактора переводится на обратную подачу. При этом подвод рабочей жидкости к гидромотору 5 закрывается обратным клапаном 6, и рабочая жидкость поступает в поршневую полость гидроцилиндра 4 и крышка загрузочного устройства заднего борта закрывается. Таким образом, в данной схеме, отсутствует реверсивное движение гидромотора.

При переводе золотника секции **II** тракторного гидрораспределителя (рис. 1.15) в рабочее положение рабочая жидкость через запорные устройства 3 подается в поршневую полость гидроцилиндров 7 и 8 и транспортер поднимается. Для опускания транспортера рычаг гидрораспределителя трактора переводится на обратную подачу. При этом рабочая жидкость поступает в штоковую полость гидроцилиндров 7 и 8, и транспортер опускается.

Гидропривод прицепного кукурузоуборочного комбайна ККП-3 (рис. 1.16) состоит [200] из гидропривода активного исполняющего органа (привода лебедки буксирного устройства) и гидроприводов управления положением рабочих органов и элементов механизма: поднимание и опускание навески комбайна в рабочее и транспортное положение, перевод дефлектора трубы измельчителя в рабочее и транспортное положение и разфиксирование сцепки тележки початков.



Рис. 1.16. Прицепной кукурузоуборочный комбайн ККП-3

Гидравлическая схема гидропривода активного исполнительного органа (привода лебедки буксирного устройства) приведена на рис. 1.17.

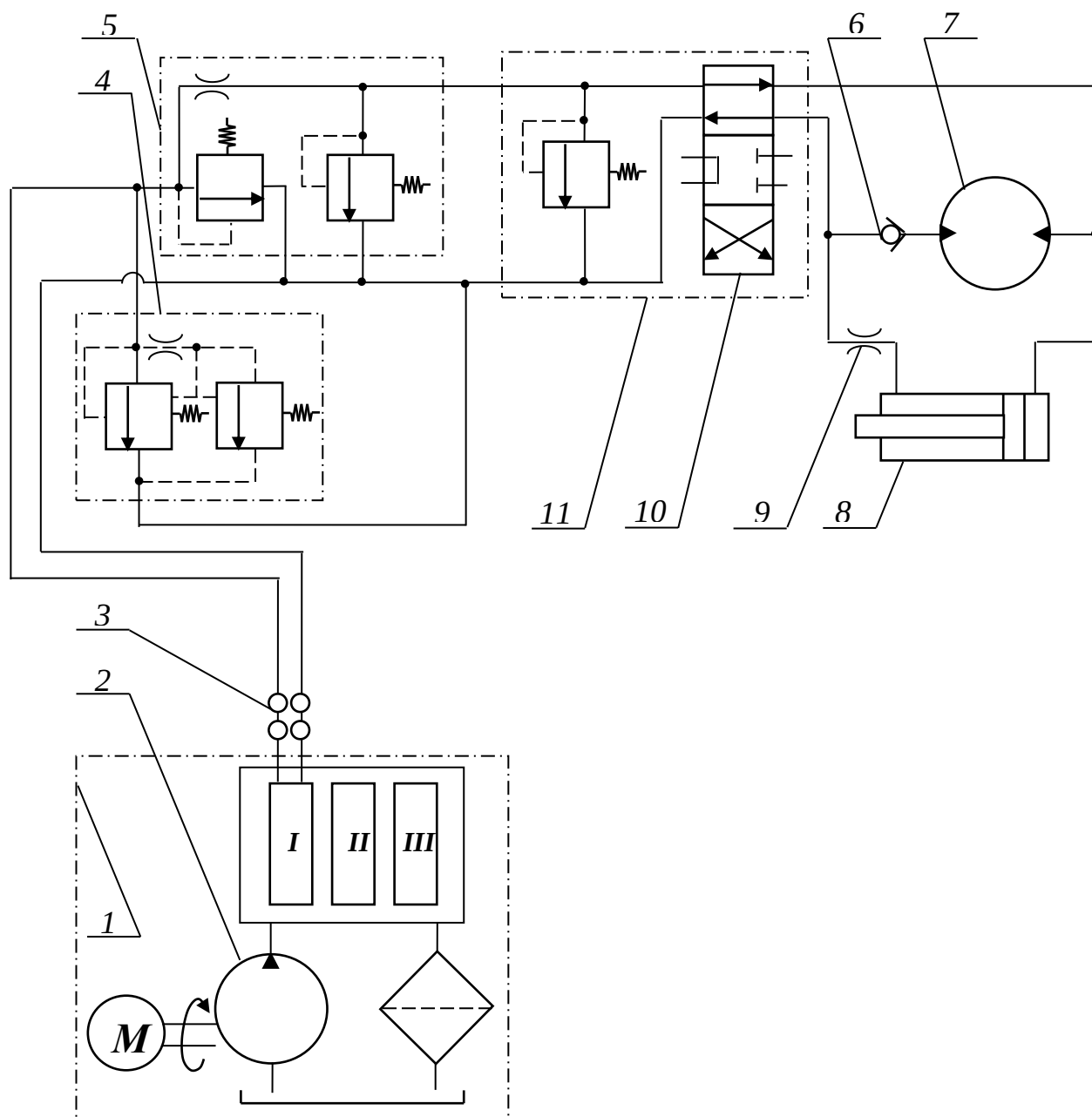


Рис. 1.17. Гидравлическая схема привода лебедки буксирного устройства прицепного кукурузоуборочного комбайна ККП-3:

- 1 – распределитель трактора; 2 – шестеренный нерегулируемый насос;
 3 – разрывные гидромуфты; 4 – предохранительный клапан непрямого действия; 5 – клапан расхода; 6 – обратный клапан; 7 – высокомоментный планетарный гидромотор; 8 – гидроцилиндр разфиксирования сцепки тележки; 9 – дроссель; 10 – рабочая секция распределителя комбайна, 11 – распределитель комбайна

Лебедка буксирного устройства приводится в действие высокомоментным гидромотором планетарного типа 7. Управление гидромотором осуществляется рабочей секцией 10 распределителя 11 комбайна, которая подключена через клапан расхода 5 и разрывную гидромуфту 3 к золотнику секции I распределителя гидросистемы трактора 1. Клапан расхода 5 ограничивает расход (25 л/мин) и максимальное давление рабочей жидкости (8 МПа), поступающей к распределителю 11 комбайна.

В сливной магистрали гидромотора 7 установлен обратный клапан 6, который предотвращает обратное движение потока рабочей жидкости в гидромотор и переливную секцию 10 распределителя 11 комбайна при включении гидропривода разфиксирования сцепки тележки (гидроцилиндр 8).

Для включения гидромотора 7 рычаг распределителя комбайна 11 перемещают вперед по ходу комбайна. При этом золотник переместится до упора, вал гидромотора 7 начнет вращаться и только тогда кулачки муфты гидромотора начнут входить в зацепление с кулачками полумуфты барабана лебедки. Рычаг необходимо перемещать до полного включения лебедки в работу.

Анализируя технические требования к активным рабочим органам с низкой частотой вращения и высоким крутящим моментом можно выявить потребность в гидрофикации следующих их групп: бурильная техника (буры); лесозаготовительная техника (харвестерные и другие головки); коммунальная техника (транспортеры, разбрасывающие диски); и как самый крупный потребитель гидрооборудования – сельскохозяйственная техника: машины для внесения минеральных и органических удобрений (разбрасывающие диски, транспортеры); зерно-, кукурузо-, свекло- и картофелеуборочные комбайны (наклонная камера, соломотряс, транспортеры, битеры, копачи, элеваторы, шнеки); машины для химической защиты (транспортеры, мешалки); плодо- и ягодоуборочные машины (транспортеры, вибраторы, вентиляторы).

Анализ приведенных гидравлических схем (рис. 1.7, 1.9, 1.11, 1.13, 1.15, 1.17) показал, что в основном для привода активных рабочих органов мобильной техники используются три основных элемента: шестеренный не-регулируемый насос, предохранительный клапан непрямого действия и высокомоментный низкооборотный гидромотор роторного типа.

1.2. Анализ конструкций роторных гидромашин

В связи с тем, что количество типов и вариантов гидромашин, используемых для привода активных рабочих органов мобильной техники, весьма велико и непрерывно меняется, то в работе рассматриваются лишь наиболее распространенные конструкции. Однако при необходимости, при помощи обобщенных приемов, проводится анализ рабочего процесса, допускающий распространение получаемых результатов на гидромашинные различных типов.

К основным требованиям, которые предъявляются к гидравлическим машинам, которые используются в гидроагрегатах мобильных машин относятся [11]: обеспечение необходимой производительности, мощности или крутящего момента при заданном давлении и максимальном КПД, минимальные габаритные размеры и вес, минимальная сложность и трудоемкость изготовления, надежность работы и большой ресурс, легкость монтажа, простота эксплуатации. Более всего перечисленным требованиям удовлетворяют роторные гидравлические машины (рис. 1.18), имеющие различные:

- формы контура рабочей полости: эпитрохоиду (эпициклоиду), гипотрохоиду (гипоциклоиду), шестерню с внутренним зубом различного профиля;
- конфигурации зубьев вытеснителей (ротора или статора): элементы эпитрохоиды (эпициклоиды), элементы гипотрохоиды (гипоциклоиды), логарифмическую кривую, круговой профиль;
- виды движения основных рабочих органов: планетарное движение внутреннего ротора, планетарное движение внешнего ротора, вращение внутреннего и внешнего вытеснителей вокруг своих центров;



Рис. 1.18. Классификация роторных гидравлических машин

- виды кинематической связи ротора с выходным валом: непосредственная жесткая связь, при помощи эксцентрика, зубчатого зацепления или шарнирного и шлицевого соединения;
- способы синхронизации движения ротора: без силового контакта роторов или ротора с поверхностью рабочей полости статора, посредством взаимодействия роторов или ротора со статором;
- способы распределения рабочей жидкости: торцевое распределение путем вращающегося или неподвижного торцевого распределителя, внутреннее распределение через отверстия и каналы внутреннего ротора, внешнее распределение через отверстия и каналы в теле статора или внешнего ротора, распределение при помощи цапфенного распределителя, комбинированное распределение;
- по реверсивности: реверсивные и нереверсивные;
- по регулируемости: регулируемые и нерегулируемые;
- по величине крутящего момента и скорости вращения выходного вала: высокомоментные низкооборотные и низкомоментные высокооборотные.

К основным представителям роторных машин, используемым в гидроагрегатах мобильной техники можно отнести [11,60,200] шестеренные гидромашины, отличающиеся простотой конструкции и надежностью, а также планетарные гидромашины, отличающиеся компактностью, бесшумностью, долговечностью, хорошими характеристиками в большом диапазоне рабочих скоростей вращения. Эти машины имеют довольно простую конструкцию и большой рабочий объем, превышающий рабочий объем роторных объемных гидромашин других типов при одинаковом весе и габаритных размерах.

Результаты сравнения гидромашин чаще всего носят субъективный характер вследствие многочисленности их параметров, многие из которых не представляют интереса для потребителей, а часть параметров известна не для всех сравниваемых гидромашин. Имеет значение также неодинаковость местных условий и задач испытаний гидромашин, проводимых независимо друг от друга.

Сравнение по металлоемкости различных гидромашин, работающих по принципу зубчатого зацепления (рис. 1.19), показывает, что наиболее металлоемкими являются гидромоторы шестеренного типа с внутренним зацеплением. Значения их металлоемкости примерно те же, что и у шестеренных насосов с внешним зацеплением (кривая 2). Существенно меньшую металлоемкость, чем у гидромашин других типов, работающих на высоких давлениях, имеют героторные и планетарные гидромашины, это качество особенно важно для мобильных машин [122,166].

Зависимости металлоемкости аксиально-поршневых гидромашин от номинального рабочего объема $V_{он}$, который будет отличаться от действительного при использовании меньших углов γ наклона блока цилиндров, например, с целью увеличения ресурса или давления представлены на рис. 1.20. Наименьшую металлоемкость имеют гидромашины постоянной производительности при $\gamma = 25^\circ$ (кривые 2' и 1'), а из числа регулируемых аксиально-поршневых гидромашин наибольшую металлоемкость имеют гидромашины «Зауэр» (используемые в гидрообъемных трансмиссиях ГСТ-90 мобильной сельскохозяйственной техники) и «Гидроматик» (кривая 4 и 1, соответственно).

На сегодняшний день наиболее широкое применение в гидроприводах вращательного действия мобильной техники получили аксиально-поршневые, шестеренные и сравнительно новые планетарные и героторные гидромашины.

Априорный анализ показал [200,251,257], что шестеренные гидромашины с внутренним зацеплением и профилем зубьев, выполненным по логарифмической или циклоидальной кривым, могут быть рекомендованы, как регулируемые и нерегулируемые насосы и гидромоторы для гидросистем станков и станочных линий, работающих в стабильных температурных условиях при рабочих давлениях 7...10 МПа. Применение гидромашин такого типа в гидросистемах с большими рабочими давлениями нецелесообразно из-за отсутствия в них элементов радиального уплотнения.

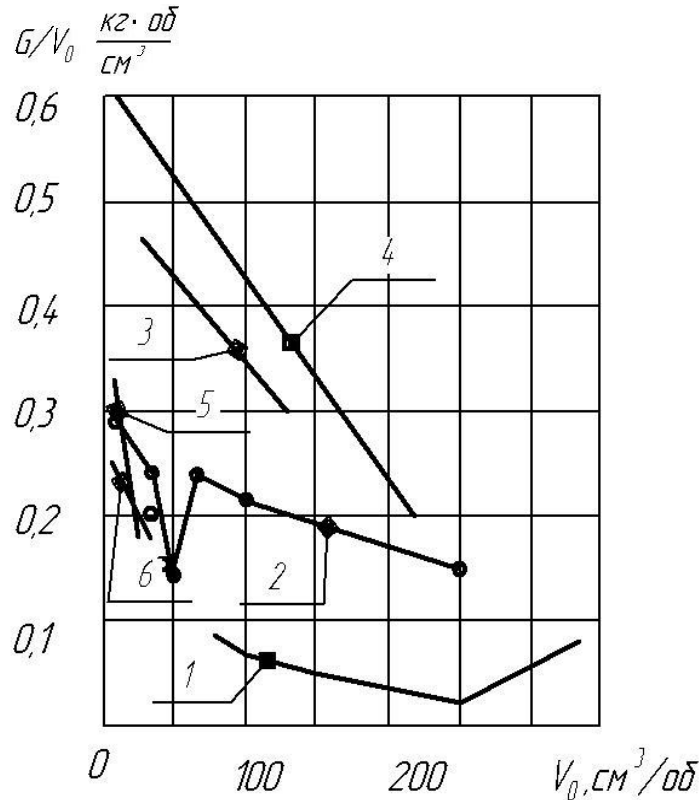


Рис. 1.19. Сравнение металлоемкости гидромашин:

1 – планетарные и героторные гидромоторы Danfoss; 2 – шестеренные насосы НШ; 3-6 – шестеренные гидромашинны с внутренним зацеплением

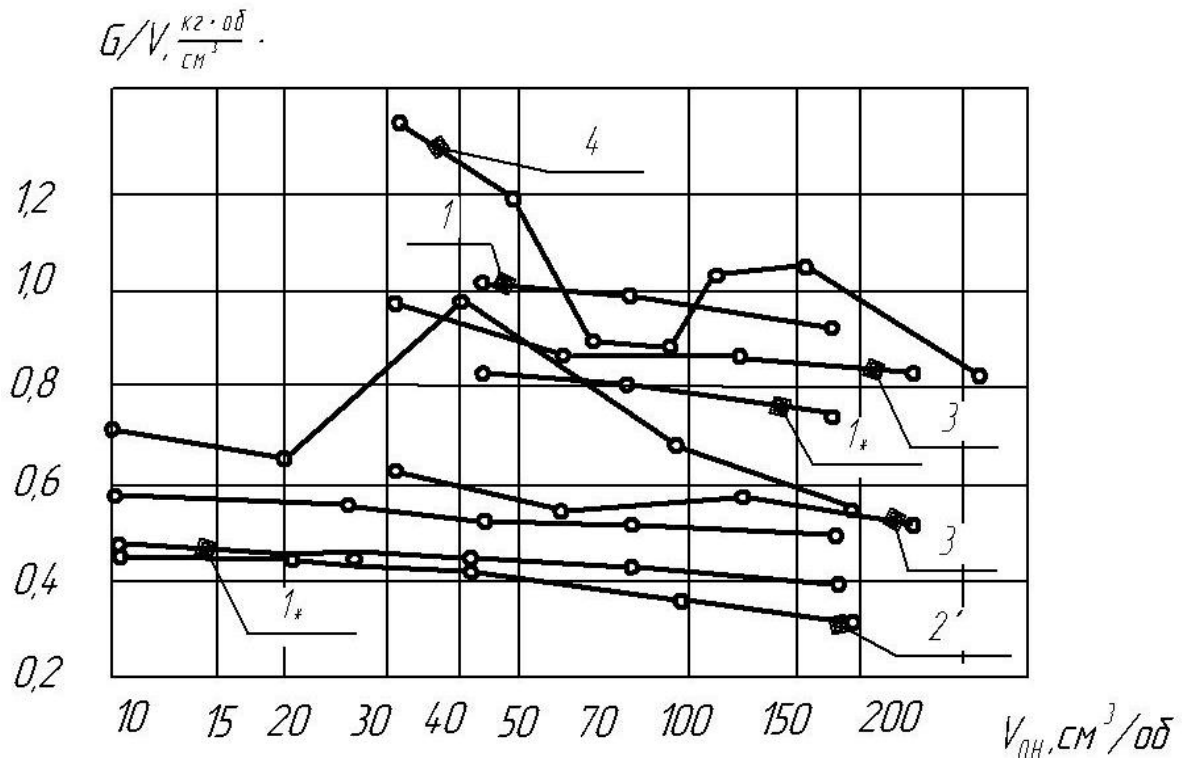


Рис. 1.20. Сравнение металлоемкости аксиально-поршневых гидромашин:

1 – «Гидроматик»; 2 – Виккерс; 3 – Рексрот; 4 – Зауэр;
цифры со штрихом – сведения по гидромашинам постоянной производительности; цифры со звездочкой – сведения по гидромашинам с уменьшенным углом наклона блока цилиндров γ

Радиальные зазоры в шестеренных гидромашинах с внутренним зацеплением обусловлены технологическими допусками на изготовление деталей и при неблагоприятном их сочетании могут оказаться относительно большими. Кроме того, рабочие органы этих машин находятся в силовом контакте, что также неизбежно приводит к увеличению радиальных зазоров в эксплуатации и увеличению утечек рабочей жидкости.

Планетарные гидравлические машины вследствие своеобразной связи ротора с выходным валом и соответствующим соотношением скоростей их вращения могут быть использованы лишь в качестве гидромоторов или гидроусилителей. При этом за счет соответствующей кинематики эти гидромашины могут иметь весьма большую объемную постоянную при относительно небольших габаритных размерах, что позволяет их использовать в качестве высокомоментных гидромоторов.

Планетарные гидромашины с планетарным движением ротора без выполнения элементов радиального уплотнения, гидравлической компенсации торцевых зазоров, а также с распределением рабочей жидкости через окна в корпусе могут быть рекомендованы для применения в качестве высокооборотных нагнетателей с повышенной подачей или в качестве высокоскоростных моторов для гидросистем с относительно низким рабочим давлением. Гидромашины, оборудованные системой гидравлической компенсации торцевых зазоров, могут работать в гидросистемах с высоким рабочим давлением в качестве насосов и высокомоментных гидромоторов.

Анализ конструктивных особенностей роторных гидромашин показал, что несмотря на разнообразие гидромашин, используемых в приводах активных рабочих органов мобильной техники только планетарные гидромашины допускают форсирование по давлению, они, в зависимости от кинематической схемы работы вытеснителей могут быть быстро- или тихоходными и могут работать с высоким КПД во всем диапазоне регулирования. Эти качества планетарных гидромашин обеспечивают возможность получения в них больших пусковых моментов и работы на самой низкой частоте вращения

при заданной мощности. Поэтому при рассмотрении различных типов гидромашин, обуславливающих технический уровень современного силового гидропривода мобильной техники, наибольшего внимания заслуживают гидравлические машины планетарного типа.

1.3. Анализ конструктивных особенностей гидромашин планетарного типа

В последние годы идет напряженный поиск и совершенствование применяемых гидромашин [32-34,36,38,52,58,60,87,88,161,233,238,245,249,253,282] (насосов, гидромоторов, гидровращателей, усилителей крутящего момента и т.д.), с целью

- создания гидромашин с максимально простой конструкцией, технологией изготовления и ремонта при минимальной стоимости;
- получения тихоходных гидромоторов, рабочие элементы которых должны иметь низкую скорость перемещения и обладать высокой нагрузочной способностью (т.е. развивать высокие крутящие моменты);
- получения механизмов, надежных в эксплуатации, имеющих высокий коэффициент полезного действия, относительно небольшие размеры и вес.

Для комплексного решения предъявляемых требований необходимы принципиально новые решения. Более всего перечисленным требованиям удовлетворяют планетарные гидравлические машины.

Самыми распространенными планетарными гидромашинами, имеющими довольно простую конструкцию являются героторные гидромашин, в которых охватывающий 1 и охватываемый 2 вытеснители (рис. 1.21, а), образующие пару с внутренним гипоциклоидальным зацеплением, вращаются вокруг своих центров, образуя, таким образом, гидромашину со смещенными роторами.

Более сложную конструкцию имеют планетарные гидромашин с круговым профилем вытеснителей (рис. 1.21, б), когда центр подвижного (охва-

тываемого) вытеснителя описывает окружность 3 вокруг центра неподвижного (охватывающего) вытеснителя.

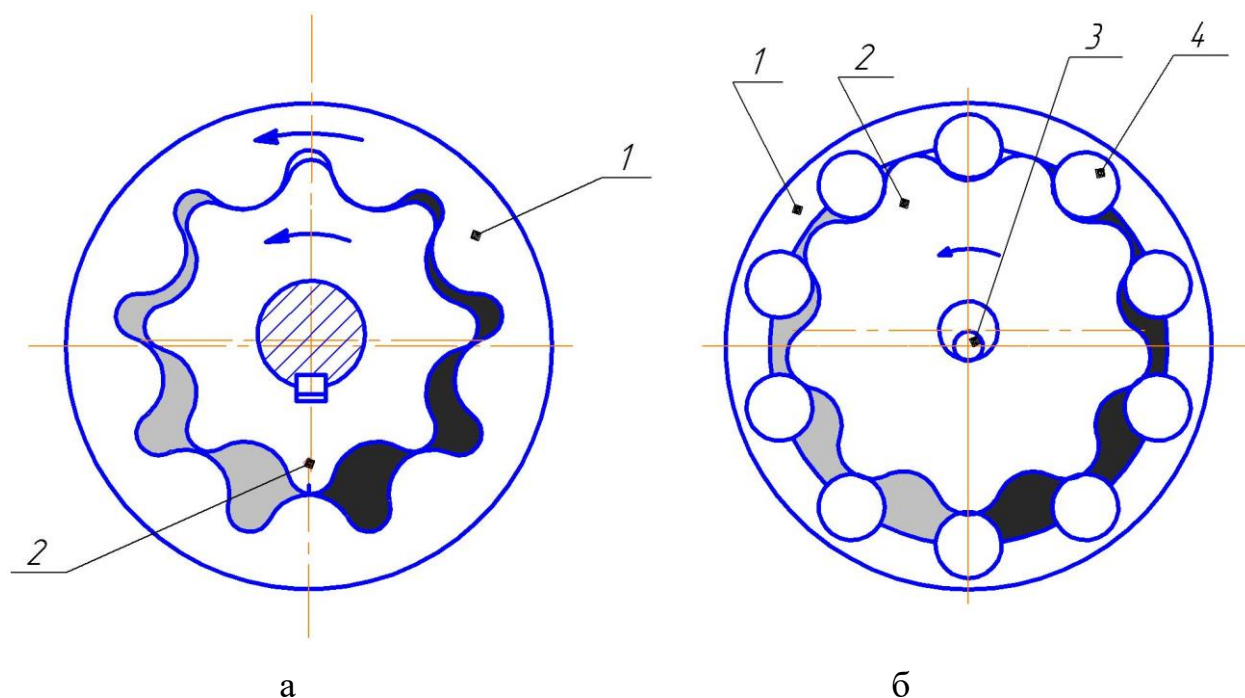


Рис. 1.21. Схемы гидромашин с различным контуром рабочей полости:

а – с гипоциклоидальным профилем вытеснителей;

б – с круговым профилем вытеснителей;

1 – охватывающий вытеснитель, 2 – охватываемый вытеснитель,

3 – эксцентрики; 4 – зубья

Планетарные гидромашины относятся к роторным машинам объемного действия. В этих машинах вытеснителем рабочей жидкости является непосредственно ротор 2 (рис. 1.21), совершающий сложное планетарное движение. Эти машины, по существу, аналогичны шестеренным (со специальным профилем зубьев [11,60]) с внутренним зацеплением шестерен. Однако они отличаются от обычных шестеренных гидромашин с эвольвентным зацеплением.

Основным узлом планетарных гидромашин (рис. 1.21) являются ротор 2 (охватываемый вытеснитель) и направляющая 1 (охватывающий вытеснитель), которые образуют силовое соединение. В основу конструкции силового соединения заложен принцип работы зубчатой пары с внутренним гипоциклоидальным зацеплением [7,11,14,60], при этом число зубьев охватывающей шестерни на 1 зуб больше числа зубьев охватываемой шестерни, а не-

прерывный контакт зубьев, обеспечивающий отделение зоны нагнетания от зоны слива в этой зубчатой паре обеспечивается одновременно с условием обкатки.

Принцип работы планетарной гидромашины можно представить следующим образом (рис. 1.22) [58,60,138], если на неподвижную плоскую направляющую 2 положить барабан 1 и с одной стороны подвести к нему давление рабочей жидкости, то под действием результирующей силы P барабан 1 покатится, вращаясь вокруг мгновенного центра C . При этом центр O барабана 1 движется параллельно направляющей 2. В связи с этим такие гидромашины иногда называют – гидромашинами с подвижной осью.

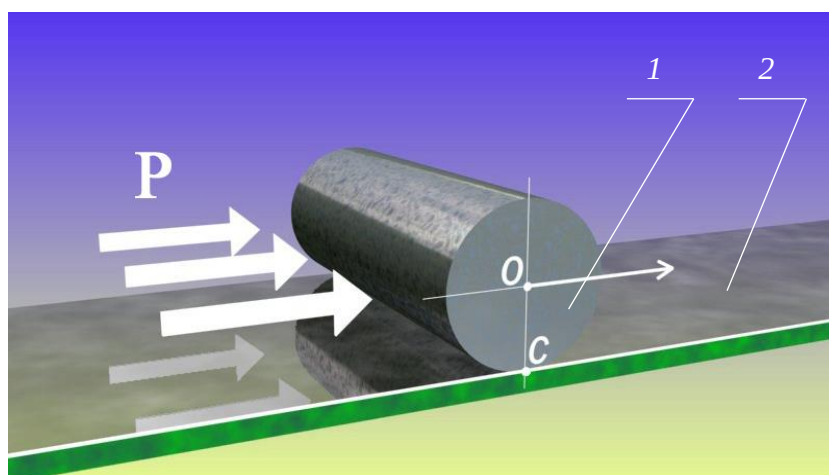


Рис. 1.22. Принцип работы гидромашины с циклоидальными вытеснителями:
1 – барабан, 2 – направляющая

Полезный крутящий момент такой гидромашины равен произведению действующей результирующей силы давления жидкости P на плечо, равное расстоянию от точки касания C до центра барабана O .

Представленная схема (рис. 1.22) не может быть реализована, так как для нормальной работы гидромашины, направляющая 2 должна быть бесконечной, т.е. замкнута в окружность (рис. 1.23, а), внутри которой катится барабан 1, тогда рабочая жидкость, двигаясь параллельно направляющей 2 уже должна вращаться по окружности, заставляя двигаться перед собой барабан 1. При этом центр O барабана 1 движется по окружности. Такая схема уже работоспособна, так как имеет внешний (направляющая 2) и внутренний (ба-

рабан 1) вытеснители, но к работе не пригодна, так как в данной схеме отсутствует герметизация зоны нагнетания от зоны слива.

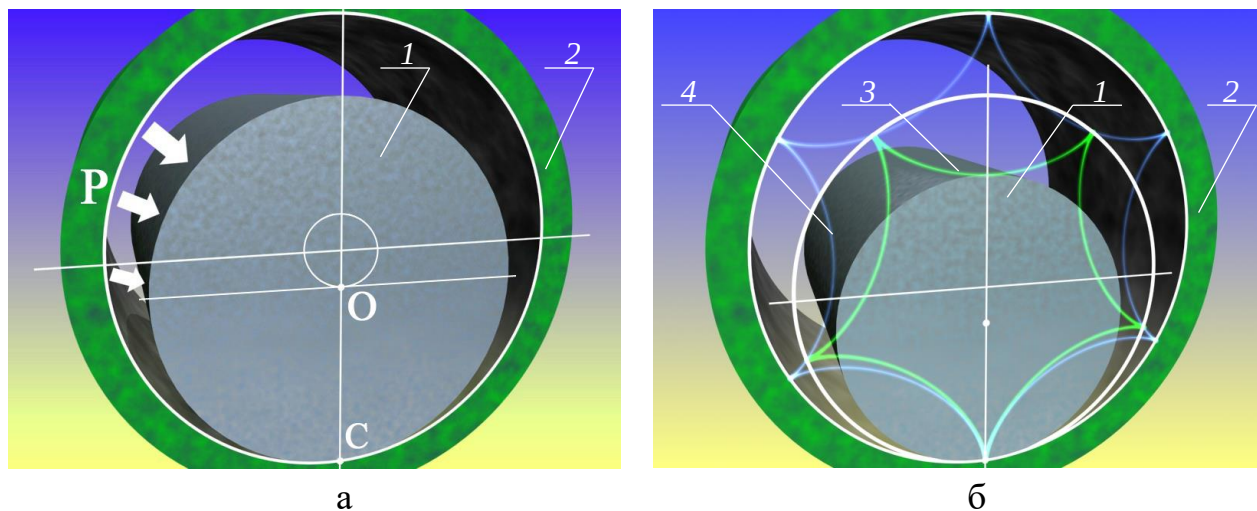


Рис. 1.23. Планетарный гидромотор:

а – замкнутая схема; б – зубчатая схема

1 – барабан, 2 – направляющая, 3, 4 – гипоциклоиды

С целью герметизации зоны нагнетания и зоны слива, а также для устранения проскальзывания вытеснителей, на их сопрягающихся поверхностях необходимо нарезать зубья. При этом в зубчатом зацеплении, реализующем схему (рис. 1.23, а) должно одновременно выполняться два условия – обкатки и непрерывного контакта (герметизации). Для этой цели подходит зубчатая пара с внутренним гипоциклоидальным зацеплением (в котором выполняются оба условия) образованная вытеснителями гипоциклоидальной формы (рис. 1.23, б) – охватываемым 3 (зеленого цвета) и охватывающим 4 (синего цвета).

Однако изготовление такого зацепления достаточно сложно с точки зрения технологии, потому с целью технологичности изготовления этого зацепления гипоциклоидальный профиль (рис. 1.24, а) охватываемого вытеснителя образованного кривой 1 (зеленого цвета) аппроксимировали эквидистантной кривой 2 (красного цвета).

С целью дальнейшего упрощения технологии изготовления охватывающего вытеснителя, его рабочие участки 1 аппроксимировали дугами

окружности (рис. 1.24, б), при этом участки 2 являются нерабочими. Аналогичная трансформация происходила и с охватываемым вытеснителем (рис. 1.24, в). Гипоциклоидный профиль 1 (зеленого цвета) аппроксимирован эквидистантной кривой 2 (красного цвета), с последующей аппроксимацией его рабочих участков (рис. 1.24, г) дугами окружности, в которые установили ролики 1 (черного цвета). Участки 2 (синего цвета) являются нерабочими.

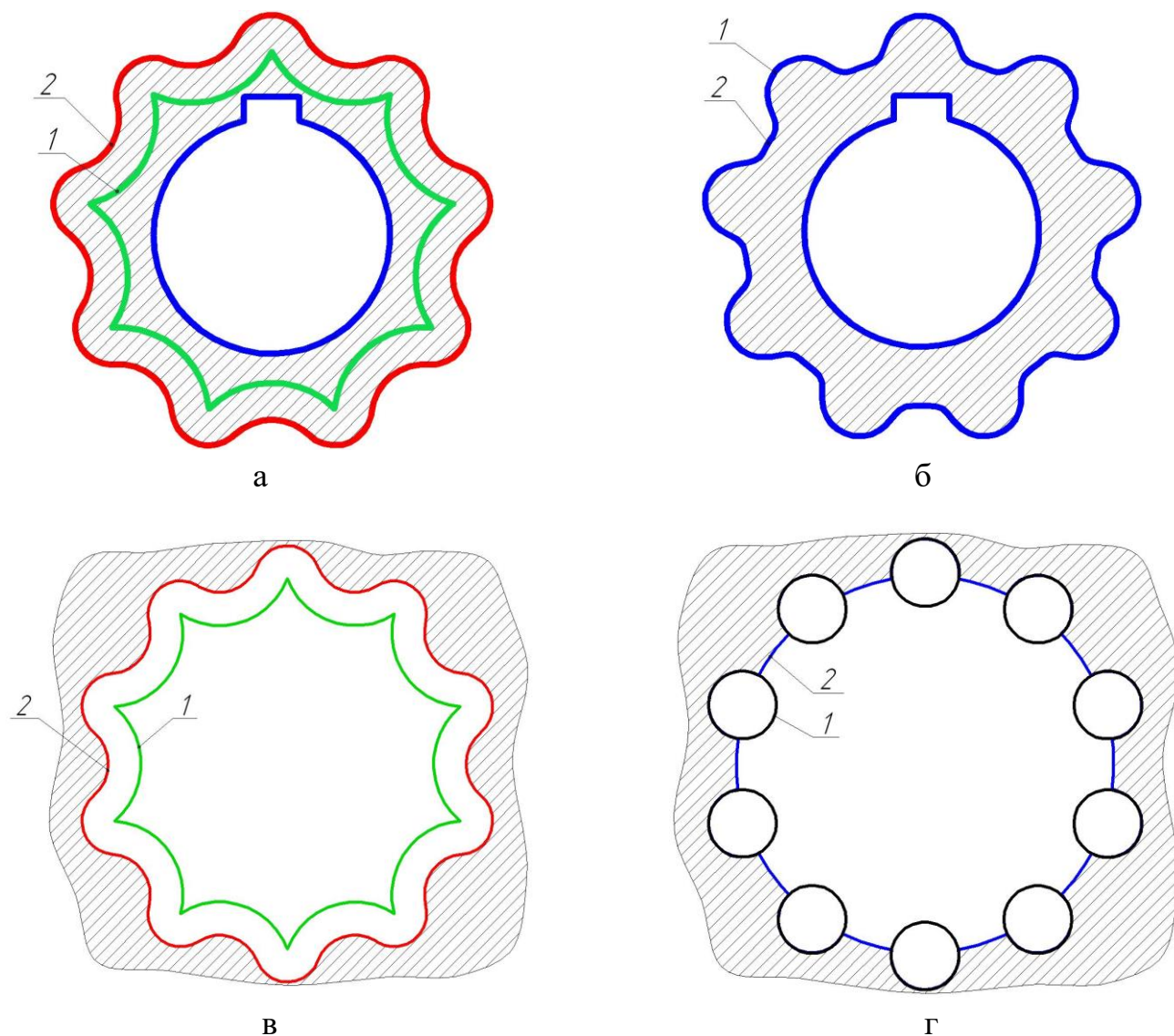


Рис. 1.24. Зубчатое зацепление:

а – эквидистантное охватываемое; б – с дугами окружности охватываемое;
в – эквидистантное охватывающее; г – с дугами окружности охватывающее

Такая аппроксимация профилей вытеснителей позволила не только улучшить технологию их изготовления, но и заменить трение скольжения, вызванное работой вытеснителей – трением качения.

Рассмотренный рабочий профиль сопрягающихся поверхностей охватываемого и охватывающего вытеснителей является сегодня самым распространенным при изготовлении гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей.

Распределение рабочей жидкости в планетарной гидромашине может быть торцевым [19-21,27,28,30,119,131,132,134,136,144,147,149,151,158,162,177,183,187] путем вращающегося или неподвижного торцевого распределителя, при помощи цапфенного распределителя [155], героторным [34] и непосредственным [161], когда распределение жидкости осуществляется непосредственно самим ротором.

В настоящее время планетарная гидромашина с непосредственным распределением рабочей жидкости [60] является наиболее компактной, простой и надежной.

При множестве различных конструктивных исполнений планетарные гидромашин можно объединить по трем основным узлам, определяющим эксплуатационную эффективность этих гидромашин:

- вытеснительному блоку со специальным циклоидальным профилем вытеснителей;
- распределительному блоку, создающему вращающееся гидравлическое поле (необходимое для получения планетарного движения вытеснителей);
- блоку, компенсирующему планетарное движение ротора.

В зависимости от способа преобразования плоскопараллельного (планетарного) движения подвижного (охватываемого) вытеснителя в концентричное вращение выходного вала, кинематические схемы планетарных гидромашин отличаются преобразующим механизмом и могут быть четырех видов [11,59,60]. В настоящее время, для привода активных рабочих органов мобильной техники, в основном, используются планетарные гидромашин, представленные следующими четырьмя кинематическими схемами (рис.1.25).

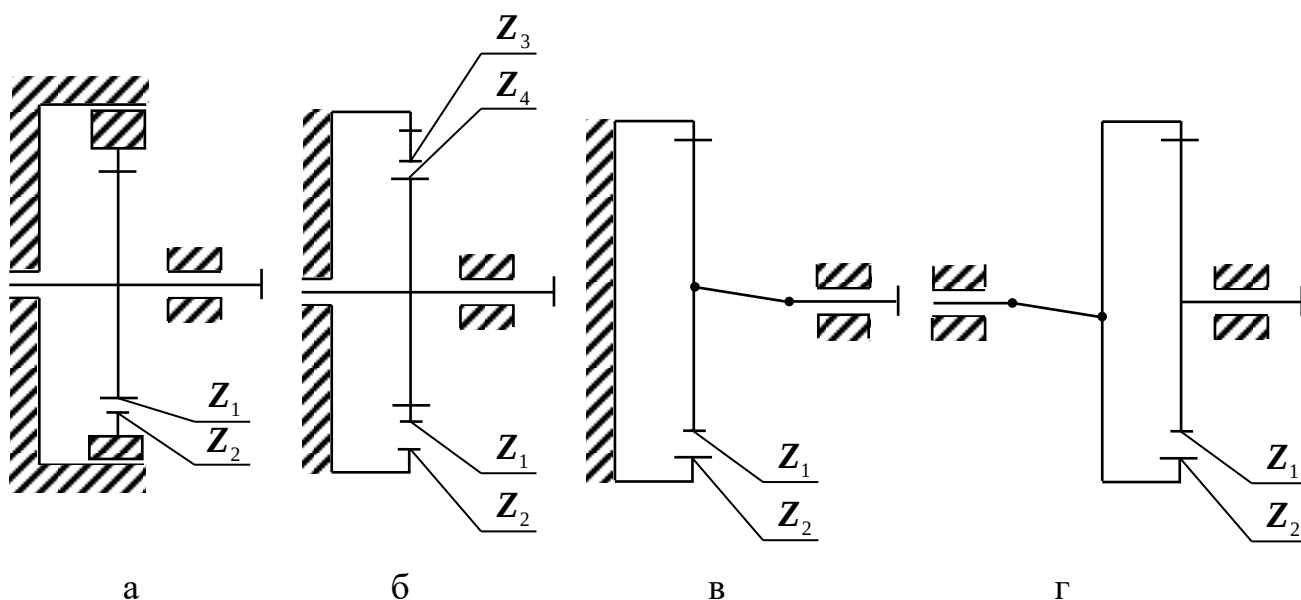


Рис. 1.25. Схемы компенсирующих механизмов (движения вытеснителей) планетарных гидромашин:

- а – схема I, со смещенными роторами;
- б – схема II, с дополнительным внешним зубчатым зацеплением;
- в – схема III, с карданной передачей;
- г – схема IV, с внешним компенсирующим механизмом

В гидравлических машинах первой кинематической схемы планетарное движение ротора преобразуется в концентричное вращение выходного вала за счет смещения роторов (рис. 1.25, а); в гидромашинах второй схемы – с помощью дополнительного внешнего зубчатого зацепления (рис. 1.25, б), в гидромашинах третьей схемы – с помощью карданной передачи (рис. 1.25, в), в гидромашинах четвертой схемы – с помощью внешнего компенсирующего механизма (рис. 1.25, г).

Рассмотренные гидравлические машины в зависимости от кинематической схемы, по которой они собраны, при одних и тех же параметрах вытеснительной системы отличаются рабочими характеристиками.

Героторные гидромашины первой кинематической схемы относятся к высокооборотным низкомоментным гидромашинам и чаще всего используются в режиме насоса, планетарные гидромашины второй схемы относятся также к высокооборотным низкомоментным гидромашинам и поэтому могут использоваться как в режиме насоса, так и в режиме высокооборотного гид-

ромотора, гидромашины третьей схемы чаще всего используются в качестве высокомоментных низкооборотных гидромоторов, а к гидромашинам четвертой схемы относятся высокомоментные низкооборотные гидравлические вращатели [11,60,200].

К гидравлическим машинам первой кинематической схемы (рис. 1,25, а) относится гидравлическая машина с двумя вращающимися рабочими органами (роторами), которая получила название героторной, или бироторной. Представителем таких машин является героторный насос типа PGZ выпускаемый фирмой Bosch Rexroth [34] (рис. 1.26).

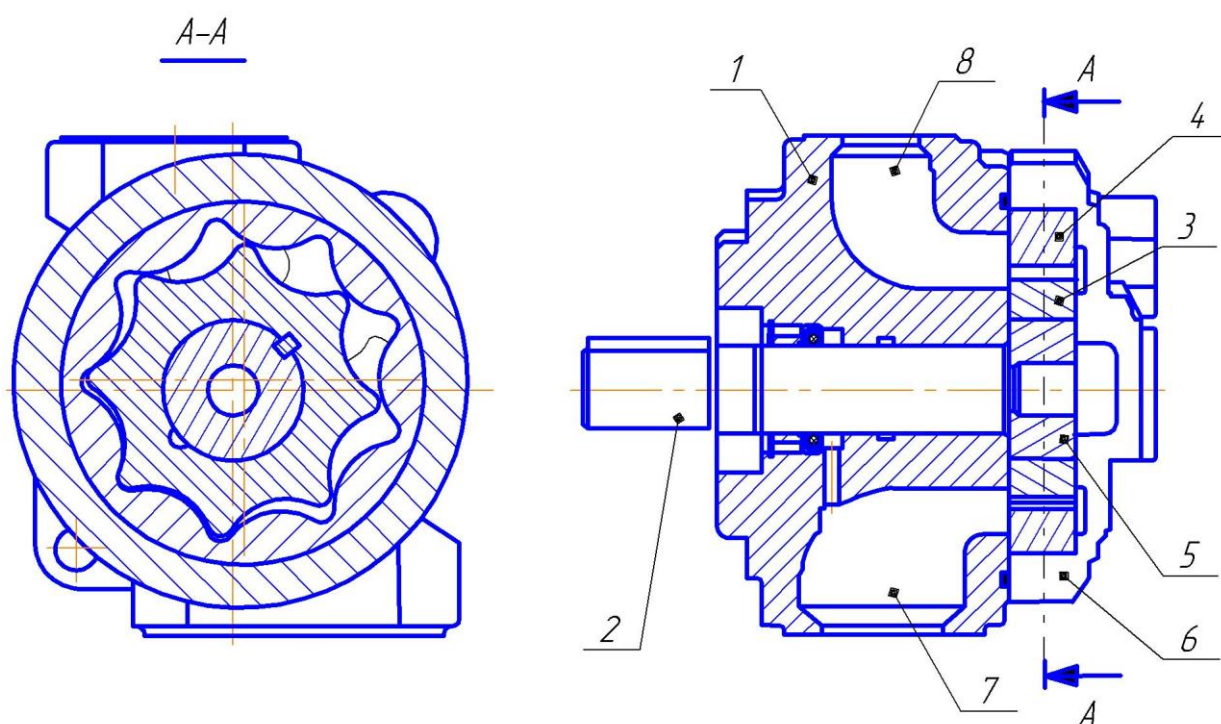


Рис. 1.26. Героторный насос типа PGZ

- 1 – корпус; 2 – вал; 3 – внутренний охватываемый ротор;
4 – внешний охватывающий ротор; 5 – соединительная муфта; 6 – крышка;
7 – входной канал; 8 – выходной канал

Героторные насосы типа PGZ являются гидромашиной с фиксированным смещением роторов. Они в основном состоят из (рис. 1.26): корпуса 1, вала 2, внутреннего 3 и внешнего 4 роторов, а также соединительной муфты 5 и крышки 6 [34]. В процессе работы вал 2, получая вращение от приводного двигателя передает вращение через соединительную муфту 5 внутреннему ротору 3, находящемуся в зацеплении с внешним ротором 4. При этом внут-

ренний 3 и внешний 4 роторы вращаются в одном направлении с практически одинаковой угловой скоростью (разница чисел зубьев роторов составляет единицу) с очень маленьким относительным скольжением. Поэтому эти насосы имеют низкую пульсацию потока рабочей жидкости и, следовательно, незначительный шум при работе. Героторные насосы типа PGZ являются самовсасывающими.

При вращении внутреннего 3 и внешнего 4 роторов против часовой стрелки, рабочие камеры, образованные их зубчатыми поверхностями, увеличивают свой объем, создавая разрежение, необходимое для всасывания рабочей жидкости через входной канал 7 (рис. 1.26). После чего объем рабочих камер начинает уменьшаться, что сопровождается вытеснением рабочей жидкости под давлением в напорную магистраль через выходной канал 8.

Техническая характеристика героторных насосов типа PGZ приведена в таблице 1.1.

Таблица 1.1

Технические характеристики героторных насосов типа PGZ

Показатель	PGZ4-020	PGZ4-032	PGZ4-040	PGZ4-050	PGZ4-063	PGZ4-080
Рабочий объем, см ³	21	33,4	42,1	52	64,4	84,2
Давление, МПа						
- на входе	до 0,2	до 0,2	до 0,2	до 0,2	до 0,2	до 0,2
- на выходе (номинальное)	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Частота вращения, об/мин						
- минимальная	200	200	200	200	200	200
- максимальная	3000	3000	3000	3000	2300	1800
Момент инерции, кг·м ²	0,00086	0,00134	0,00167	0,00205	0,00253	0,00329
Мощность, кВт						
- при $\Delta p = 0,1$ МПа	0,75	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
- при $\Delta p = 1$ МПа	1,5	2,2	2,2	2,2	3	3
КПД	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
Масса, кг	4,7	5,3	5,6	6	6,7	7,8

Еще одним представителем гидромашин первой кинематической схемы является героторный насос (рис. 1.27). У кольцевого охватывающего ротора (колеса) 1 на один зуб больше (рис. 1.27), чем у внутреннего охватываемого 2 (шестерни). Их оси смещены одна относительно другой на расстояние e (эксцентриситет), обеспечивающее зацепление шестерен в зоне верхней разделительной перемычки. Контакт зубьев при проходе ими нижней разделительной перемычки обеспечивает изоляцию полостей высокого и низкого давлений. Межзубовые впадины сообщаются с входным 6 и выходным 5 каналами с помощью серповидных окон 3 и 4 на боковых крышках. Верхняя цилиндрическая поверхность колеса вращается в подшипниках скольжения [200].

Героторные гидравлические машины могут выполняться с контуром охватывающего элемента (колеса) или с контуром охватываемого элемента (шестерни) в виде любой циклоидальной кривой. Они применяются в качестве насосов для работы при давлениях рабочей жидкости до 14 МПа и частоте вращения вала 30 с^{-1} , а также пригодны для работы в качестве высокооборотных низкомоментных гидромоторов.

Наиболее распространенный в героторных гидромашинах торцевой принцип распределения рабочей жидкости [60,200]. В торцевых дисках имеются серповидные окна 3 и 4 (рис. 1.28), связывающие рабочие камеры гидронасоса с полостями нагнетания и всасывания. При положении шестерен, как показано на рис. 1.28, рабочая камера 5 имеет наибольший объем. Распределительные окна внизу должны быть расположены так, чтобы эта камера не сообщалась ни с полостью нагнетания, ни с полостью всасывания.

В зависимости от направления вращения роторов гидромашин рабочая камера должна сообщаться с тем или другим распределительным окном. Точки касания зубьев внутренней 2 и кольцевой 1 шестерен, ограничивающие рабочую камеру 5 с максимальным объемом, не сопрягаются точно в вершинах. Эти точки определяют границы распределительных окон. Боковые стороны контура распределительных окон находятся как дуги, построенные из центров внутренней и кольцевой шестерен.

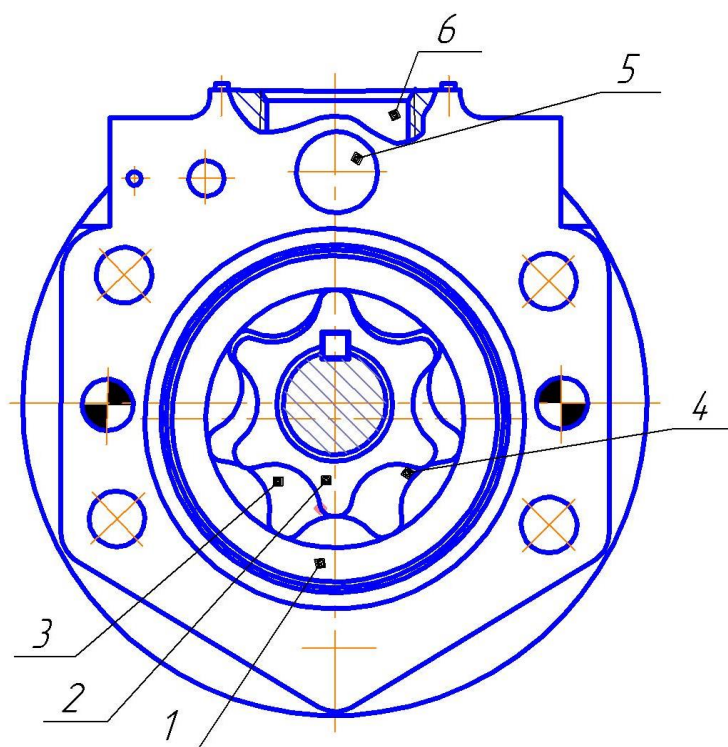


Рис. 1.27. Героторный насос

1 – охватывающий ротор; 2 – охватываемый ротор;
 ль; 3, 4 – серповидные окна; 5 – выходной канал; 6 – входной канал

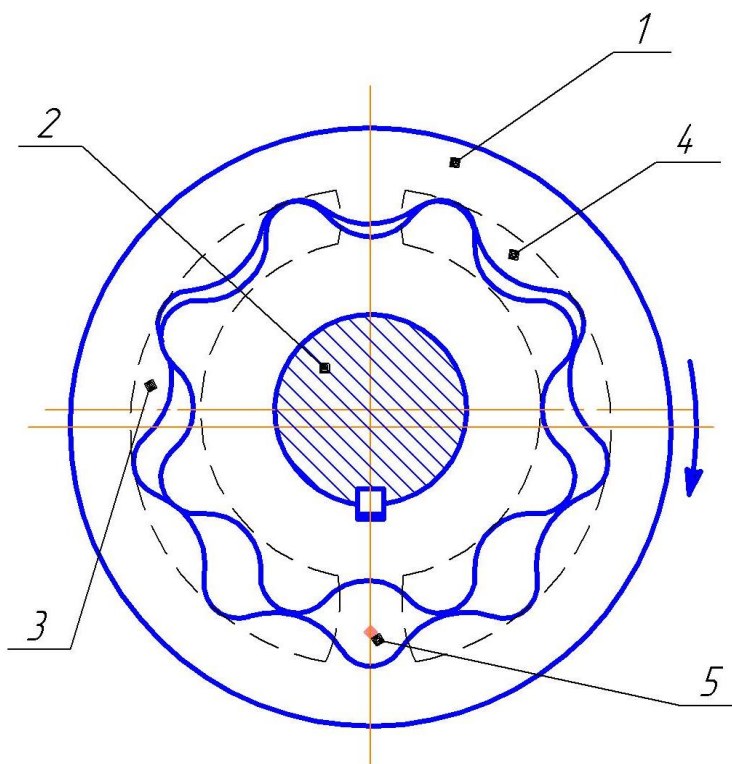


Рис. 1.28. Схема распределения рабочей жидкости в
 героторной гидромашине

1 – охватывающий вытеснитель; 2 – охватываемый вытеснитель;
 3, 4 – серповидные распределительные окна; 5 – рабочая камера

Контуры распределительных окон могут быть построены так, чтобы впадины внутренней 2 и кольцевой 1 шестерен были вписаны в контур распределительных окон. Расстояние между распределительными окнами сверху (рис. 1.28) выбираются из условия обеспечения распределения при минимальных утечках рабочей жидкости между распределительными окнами.

На постсоветском пространстве для приводов активных рабочих органов мобильной сельскохозяйственной техники (это – самый объемный потребитель гидрооборудования) широко использовался разработанный и производимый в СНГ (Сорокский завод «Гидроинпекс», Молдова) планетарный гидромотор серии ГПР-Ф [11,28,51,53,54,165,174,182,193,197,200], представляющий планетарные гидромашины второй кинематической схемы (рис. 1.25, б), с рабочим объемом 160...630 см^3 и мощностью 22 кВт.

Планетарные гидромоторы серии ГПР-Ф являются планетарными реверсивными гидромашинами многофазового действия. Они имеют торцевое распределение рабочей жидкости и бескарданную кинематическую схему передачи крутящего момента на выходной вал. Основным узлом данного гидромотора является силовой блок, состоящий [23] из вала 1 (рис. 1.29), охватываемого 7 и охватывающего вытеснителя 6 с роликами, распределителя 8 и щеки 5. Силовой блок с помощью шарикоподшипников устанавливается в корпусе 4, его осевое перемещение ограничивается передней 2 и задней 10 крышками. Для подвода (отвода) рабочей жидкости в задней крышке 10 установлен золотник 11.

В корпусе 4 (рис. 1.29) нарезаны зубья эвольвентного зацепления. Установленный эксцентрично охватывающий вытеснитель (ротор) 6 имеет два зубчатых венца – внешний и внутренний. Внешний зубчатый венец с зубьями корпуса 4 образует пару с внутренним зацеплением, а внутренний – входит в зацепление с охватываемым вытеснителем (шестерней) 7 с круговым профилем зуба. Эта пара образует рабочие камеры гидромотора, которые с торцов ограничены распределителем 8 и щекой 5, расположенными на валу 1.

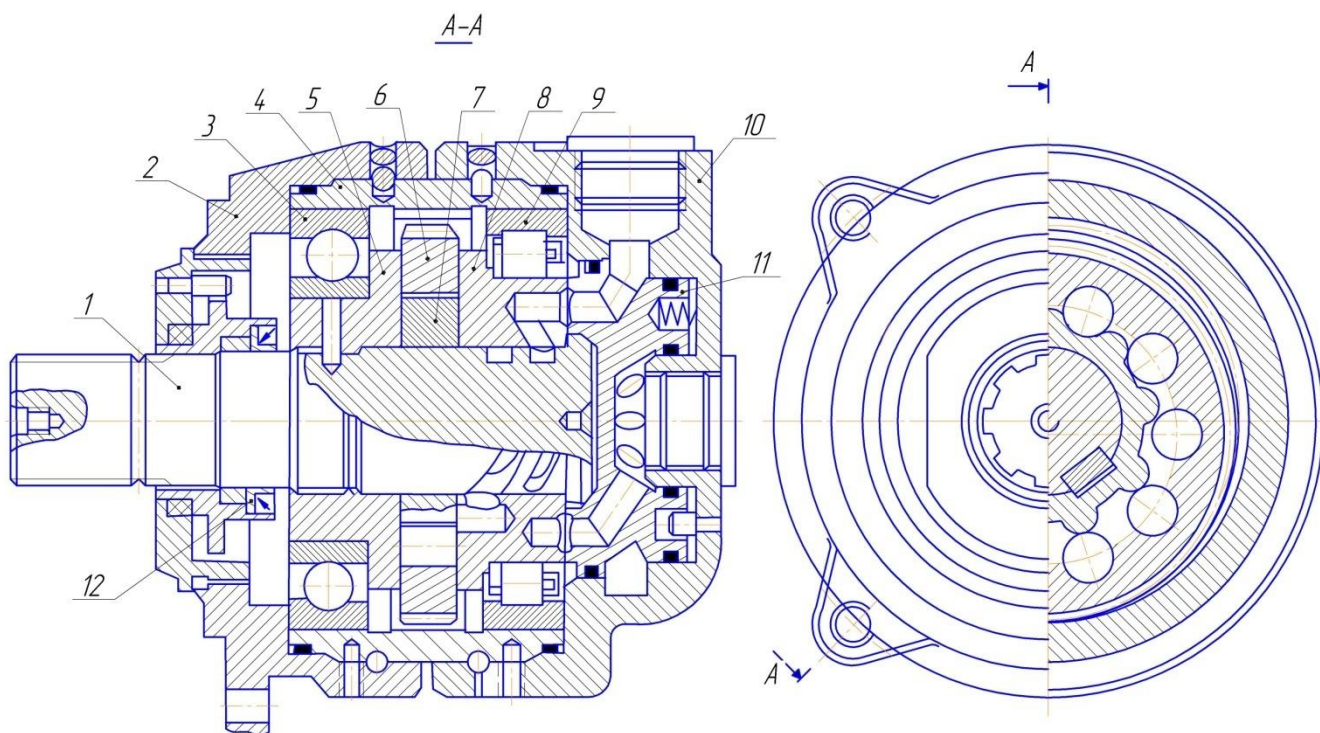


Рис. 1.29. Планетарный гидромотор серии ГПР-Ф

- 1 – вал; 2 – передняя крышка; 3 – подшипник радиально-упорный;
 4 – корпус; 5 – щека; 6 – охватывающий вытеснитель (ротор);
 7 – охватываемый вытеснитель (шестерня); 8 – распределитель;
 9 – подшипник роликовый радиальный; 10 – задняя крышка; 11 – золотник;
 12 – уплотнительный узел

Ротор 6 гидромотора совершает сложное движение – одновременно катится по зубчатому венцу шестерни 7 и по зубчатому венцу неподвижного корпуса 4. За один оборот вала ротор совершает шесть обкатываний по зубчатому венцу корпуса. Таким образом, гидромотор серии ГПР-Ф объединяет в себе функции объемной гидромашины и редуктора.

В задней крышке 10 установлен золотник 11, который под действием давления рабочей жидкости из внутренней полости прижимается к рабочей поверхности распределителя 8, в котором имеются подводящие каналы. В золотнике имеются каналы, которые через один соединяются с полостями гидромотора. При подаче рабочей жидкости в одну из них жидкость через часть каналов золотника 11 поступает в половину рабочих камер. Под действием давления рабочей жидкости ротор 6 катится по венцу корпуса 4, передавая вращение на выходной вал 1. Отработанная рабочая жидкость из

другой половины рабочих камер через каналы золотника 11 вытесняется в сливную магистраль.

Направление и скорость вращения выходного вала 1 определяется направлением потока и количеством подводимой рабочей жидкости.

Конструктивным отличием рассмотренного планетарного гидромотора является наличие высокого давления (нагнетания) между корпусом 4 и силовым блоком, что позволяет достичь высоких значений объемного КПД (0,95...0,98). В этой связи в передней крышке 2 установлен оригинальный уплотнительный узел 12, предназначенный для уплотнения вращающегося выходного конца вала 1 гидромотора от высокого давления в корпусе 4.

На схеме работы распределительной системы планетарной гидромашины (рис. 1.30) представлен принцип перемещения гидравлического поля, создаваемого распределительной системой [28,60].

В позиции *а* (рис. 1.30, а) отражен момент, когда с правой стороны плоскости симметрии *АА* находится зона нагнетания 3 рабочей жидкости, а с левой – зона слива 4 рабочей жидкости. В позиции *б* (рис. 1.30, б) отражен момент, когда зоны повернуты на 90° , в позиции *в* (рис. 1.30, в) – на 180° и в позиции *г* (рис. 1.30, г) – на 270° .

Таким образом, когда гидравлическое поле 5 (рис. 1.30), создаваемое распределительной системой, сделает полный оборот против часовой стрелки, охватываемый вытеснитель 2 повернется в противоположную сторону (по часовой стрелке) всего на один зуб. Исходя из этого следует, что гидравлическое поле движется параллельно поверхности охватывающего вытеснителя 1, и, следовательно, вращается. Подвижный вытеснитель 2 обкатывается по неподвижному 1 с той же скоростью, что и гидравлическое поле, поворачиваясь при этом в противоположную сторону, т.е. гидравлическое поле выполняет роль кривошипа планетарного редуктора.

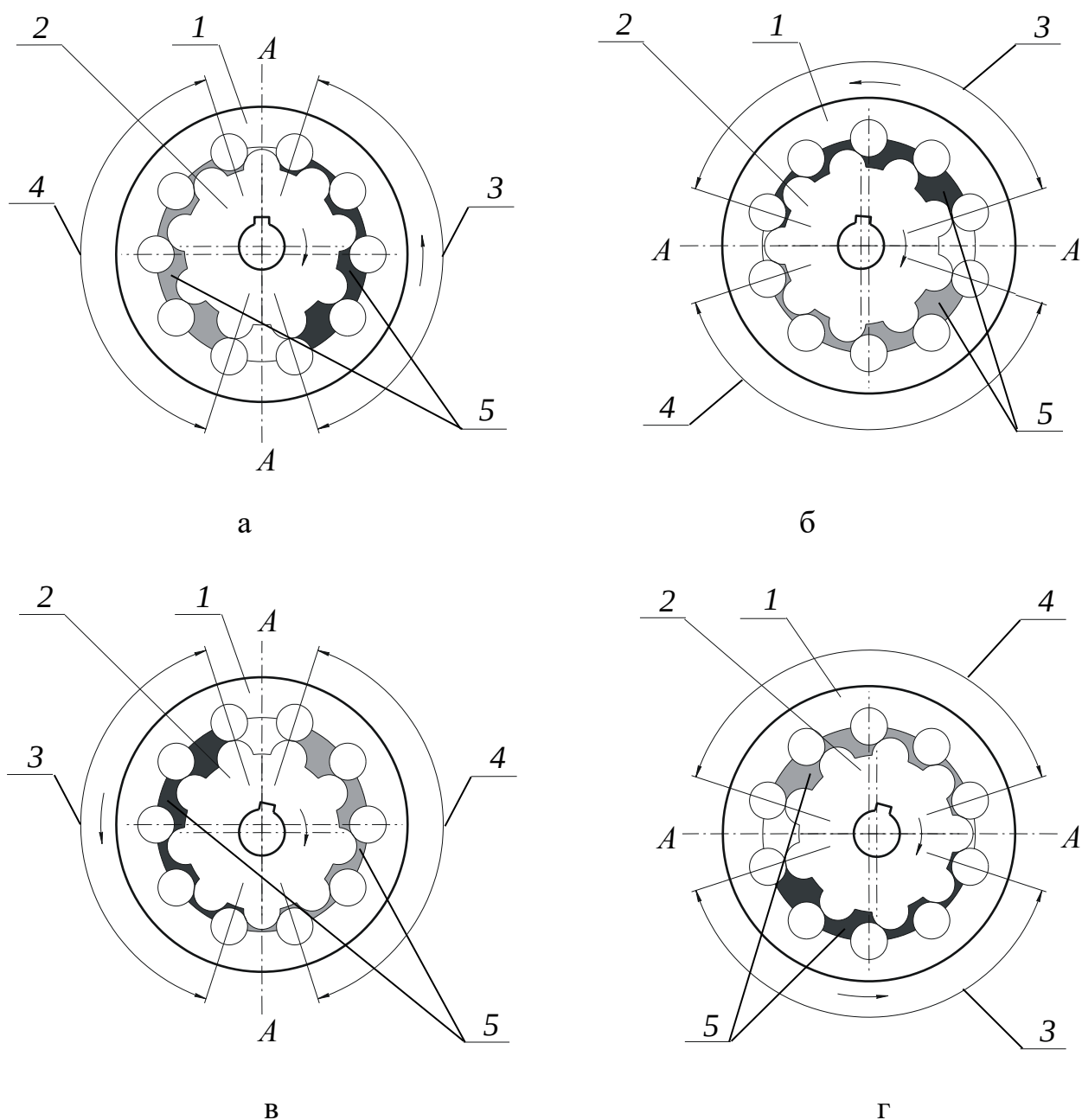


Рис. 1.30. Схема работы распределительной системы гидромашин планетарного типа:

- 1 – охватывающий вытеснитель; 2 – охватываемый вытеснитель;
 3 – зона нагнетания рабочей жидкости; 4 – зона слива рабочей жидкости;
 5 – гидравлическое поле

В зацеплении с круговым профилем зубьев, разработанным применительно к планетарным гидромашинам, зацепление происходит в двух зонах, расположенных по одну сторону плоскости AA (рис. 1.30). Наличие двух зон контакта обеспечивает при работе гидромашин постоянную герметичность между зонами нагнетания 3 и слива 4.

Техническая характеристика планетарных гидромоторов серии ГПР-Ф приведена в таблице 1.2 [200].

Таблица 1.2

Технические характеристики планетарных гидромоторов серии ГПР-Ф

Показатель	ГПР-Ф-160	ГПР-Ф-200	ГПР-Ф-250	ГПР-Ф-320	ГПР-Ф-400	ГПР-Ф-500	ГПР-Ф-500
Рабочий объём, см ³	160	200	250	320	400	500	630
Давление, МПа							
- номинальное	16	16	16	16	16	16	16
- максимальное	20	20	20	20	20	20	20
Частота вращения, об/мин							
- номинальная	600	480	378	300	240	190	150
- максимальная	780	630	499	390	310	250	200
- минимальная	-	10	6	5	5	4	3
Крутящий момент номинальный, Н·м	365	454	567	713	908	1114	1430
Мощность номинальная, кВт	22	22	22	22	22	22	22
КПД	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85
Масса, кг	20	20,5	21	22	23	23,5	24

Рабочая жидкость для планетарного гидромотора серии МГП - моторные масла М-8Г2, М-8В2, М-10Г2, М-10В2 (ГОСТ 8581-78).

Еще одним представителем гидромашин планетарного типа, относящихся ко второй кинематической схеме (рис. 1.25, б) является гидромотор с четырехдуговым гипоциклоидным контуром (рис. 1.31).

Рассматриваемый гидромотор состоит [11] из цилиндра 4, передней 1 и задней 6 крышек. Передняя крышка 1 (рис. 1.31) имеет посадочные проточки и резьбовые отверстия для присоединения гидромотора к приводному механизму. Задняя крышка 6 и распределительный диск 5 с распределительными окнами образуют кольцевую распределительную камеру 10.

Распределительная камера 10 через отверстие 7 связана с гидромагистралью. Второй распределительный диск 3, также имеющий распределительные окна, вместе с герметизирующим диском 2 и уплотняющими про-

кладками образует вторую распределительную камеру 17, связывающую гидромотор с гидромагистралью через центральное отверстие крышки 6, диск 5 и статор 22.

Статор выполнен в виде криволинейного выпуклого треугольника (рис.1.31), в вершинах которого установлены ролики 21, выполняющие роль подшипников скольжения и элементов аппарата, синхронизирующего движение ротора. Ролики 21 имеют полости, через которые проходят винты 9, связывающие диски распределительных камер, статор и крышку корпуса в единое целое.

Задняя крышка 6, распределительные камеры 10 и 17, а также ротор 20 и статор 22 образуют силовой гидравлический блок.

При вращении ротора 20 (рис. 1.31) три ролика 21 обкатывают контур рабочей полости, не отрываясь от нее и принимая нагрузку со стороны ротора. Рабочий объем гидромашины образуется между поверхностями ротора 20 и статора 22 в виде четырех камер, объем каждой из которых циклически изменяется при вращении ротора 20 от нуля до максимального значения.

Из схемы работы распределительной системы [11] видно (рис. 1.32), что в распределительных дисках имеется шесть окон (три из которых распределительные окна нагнетания 3, а три – слива 4 рабочей жидкости). Через распределительные окна нагнетания 3 рабочая жидкость поступает в рабочие камеры под давлением, а через окна слива 4 – из рабочих камер на слив.

Допустим, что жидкость поступает в рабочие камеры через распределительные окна 3, тогда в рабочей камере IV (рис. 1.32, а) рабочая жидкость будет иметь рабочее давление, под действием которого ротор 1 будет поворачиваться по часовой стрелке. Объем камеры II уменьшится, так как рабочая жидкость поступит на слив, а объем камеры III достигнет максимального значения.

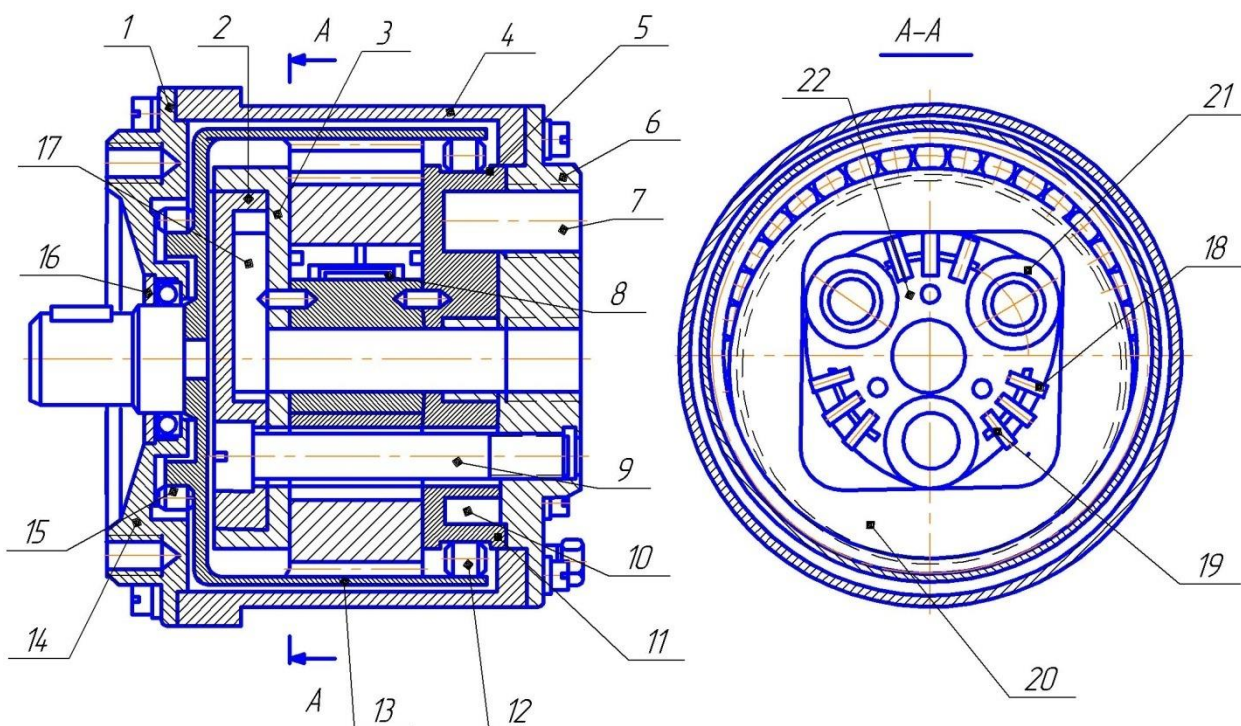


Рис. 1.31. Планетарный гидромотор с гипоциклоидным контуром рабочей полости

1 – передняя крышка; 2 – герметизирующий диск; 3, 5 – распределительные диски; 4 – цилиндр; 6 – задняя крышка; 7 – распределительное отверстие; 8 – пружина; 9 – винты; 10, 17 – распределительные камеры; 11 – щека; 12 – ролики; 13 – обойма; 14 – крышка; 15 – ролики; 16 – шайба; 18 – пластины; 19 – направляющие; 20 – ротор; 21 – ролики; 22 – статор

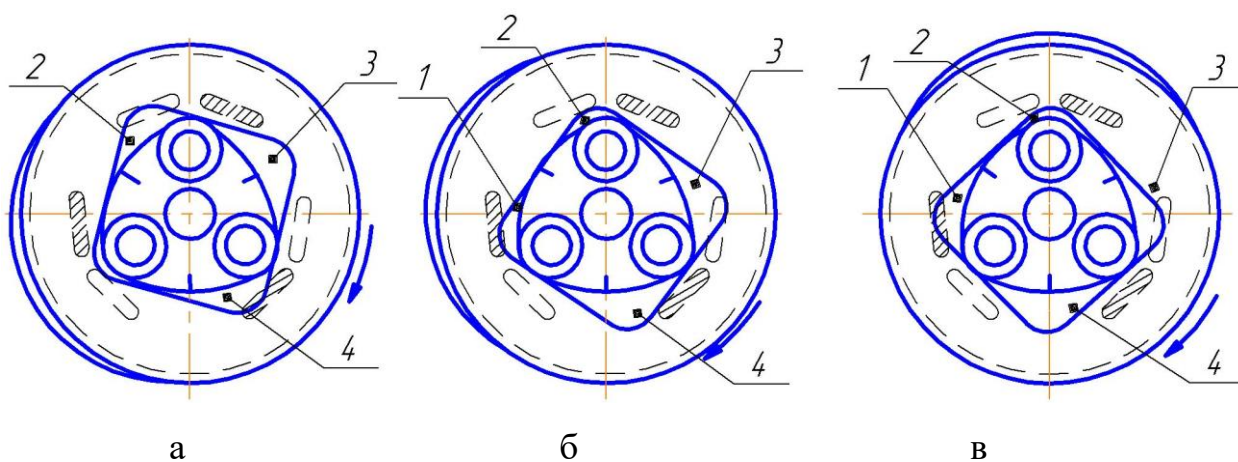


Рис. 1.32. Схема работы распределительной системы:

1 – ротор; 2 – статор; 3 – распределительные окна нагнетания;
4 – распределительные окна слива

В рассматриваемом случае окна нагнетания 3 и слива 4 перекроются ротором 1 и не будут сообщаться с рабочей камерой. Объем камеры I достигнет минимального значения, окна нагнетания 3 и слива 4 также не будут сообщаться с этой рабочей камерой.

В следующий момент (рис. 1.32, б) ротор 1 откроет в камере III окно слива 4, так как ее объем начнет уменьшаться, а в камере I – окно нагнетания 3, объем которого начнет увеличиваться. В камере II закончится процесс слива и ее объем будет близок к минимальному, окно слива 4 будет еще открыто. В камере IV процесс нагнетания будет продолжаться, а объем – увеличиваться. Под действием давления рабочей жидкости в камерах I и IV ротор 1 продолжает вращаться по часовой стрелке.

Положение, которое займет ротор 1 после поворота от первоначального положения на угол 30° (рис. 1.32, в), аналогично положению ротора (рис. 1.32, а) за исключением того, что объем рабочей камере IV будет максимальным, а камеры II – минимальным. Вращающий момент в данном случае будет иметь прежний знак. При повороте ротора 1 еще на угол 30° максимальный объем будет в камере I, а минимальный – в камере III и т.д. Всего за полный оборот ротора происходит 12 рабочих циклов. Если рабочую жидкость подводить к другой группе окон, то ротор будет вращаться в противоположном направлении.

Ротор 20 (рис. 1.31), вращаясь, находится в гидравлически разгруженном состоянии, что происходит за счет двустороннего распределения рабочей жидкости, в результате чего силы давления рабочей жидкости на торцы ротора со стороны распределительных окон, связанных с нагнетательной магистралью уравновешены. Из-за того, что в данной конструкции гидромашины распределительные окна не могут сообщаться по каналам статора 22, двустороннее распределение осуществляется посредством сообщения распределительных окон через специальные каналы, выполненные в роторе 20.

Примером, рассматриваемых гидромашин планетарного типа третьей кинематической схемы (рис. 1.25, в) может служить хорошо зарекомендо-

вавший себя в системах управления планетарный насос-дозатор типа ГА-36000А [15,200] (разрабатывает ДСКБ, г. Таганрог, а изготавливает Омский завод гидроприводов «Омскгидропривод»). Конструкция таких гидромашин имеет общую схему: неподвижная кольцевая направляющая шестерня (статор); сателлит (ротор), выполняющий вращательное и планетарное движение; распределитель дозирующего насоса, который может быть золотникового или торцевого типа [200].

Насос-дозатор ГА-36000А применяется в гидроприводах рулевого управления мобильных сельскохозяйственных машин СК-5, СК-6, КПС-5Г, КСК-4, СКТ-2 и др. Он состоит (рис. 1.33) из неподвижной направляющей 6, имеющей семь роликов 12 и сателлита 11, имеющего шесть зубьев эпициклоидного профиля, которые образуют цевочное зацепление. Они размещены между пластиной 13 и крышкой 7, которые болтами прикреплены к корпусу 17. Толщина направляющей больше, чем толщина роликов и сателлита, что дает возможность последним свободно вращаться.

В корпусе 17 (рис. 1.33) установлен вал 19, хвостовик которого неподвижно соединен с валом рулевого колеса. Вал 19, установленный в радиально-игольчатом подшипнике 20 и упорном подшипнике 18, штифтом 2 соединен с золотником 4. Плавающий вал 3 с двумя штифтами 10 образует карданную передачу между валом 19 и сателлитом 11. Золотник 4 имеет центральный осевой канал 23, через который проходит плавающий вал 3, и шесть радиальных отверстий 21. На внешней поверхности золотника находится шесть пазов 22. Корпус 17 внутри имеет две кольцевых проточки (кольцевая проточка 15 соединена с одним штуцером, а вторая – со штуцером 16) и семь косых каналов 5.

В пластине 13 также имеется семь отверстий 9, которые с одной стороны соединяются с косыми каналами 5, а со второй – с рабочими камерами 24 насоса. Рабочие камеры образованы двумя роликами 12, внутренней поверхностью направляющей 6 и боковой поверхностью сателлита 11, контактирующей с роликами.

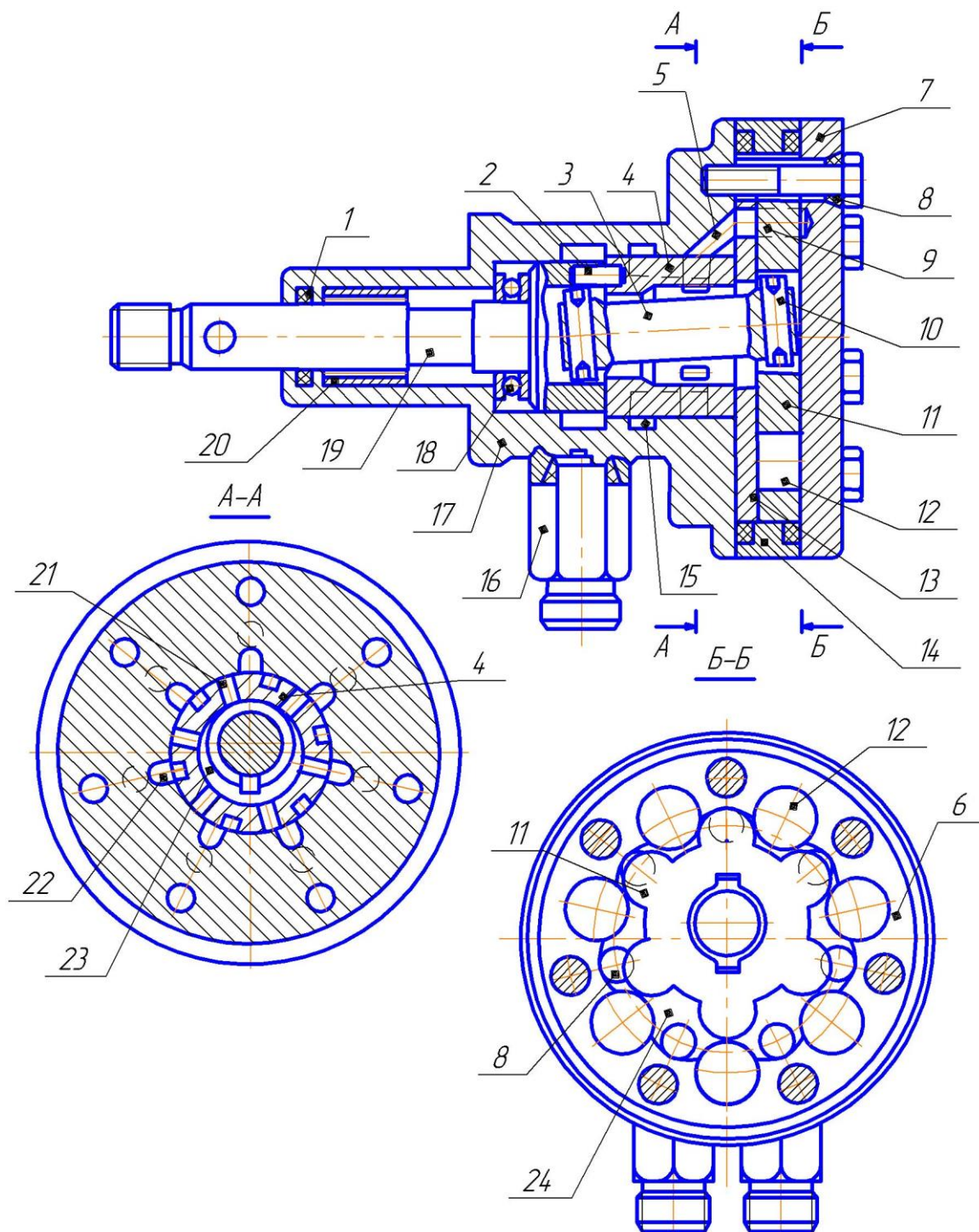


Рис. 1.33. Планетарный насос-дозатор ГА-36000А:

- 1 – уплотнение; 2, 10 – штифты; 3 – плавающий вал; 4 – золотник;
 5 – косой канал; 6 – направляющая; 7 – крышка; 8 – уплотняющее кольцо;
 9 – отверстие; 11 – сателлит; 12 – ролик; 13 – пластина; 14 – кольцо;
 15 – кольцевая проточка; 16 – штуцер; 17 – корпус; 18, 20 – подшипники;
 19 – вал; 21 – радиальное отверстие; 22 – паз; 23 – центральный осевой канал;
 24 – рабочая камера

При вращении рулевого колеса вместе с ним вращаются золотник 12 (рис. 1.34) и сателлит. Сателлит кроме вращения вокруг собственной оси вращается еще и по орбите. Зубья сателлита 2 проскальзывают по роликам 1 и входят или выходят из рабочих камер 7, в результате чего изменяют их объем.

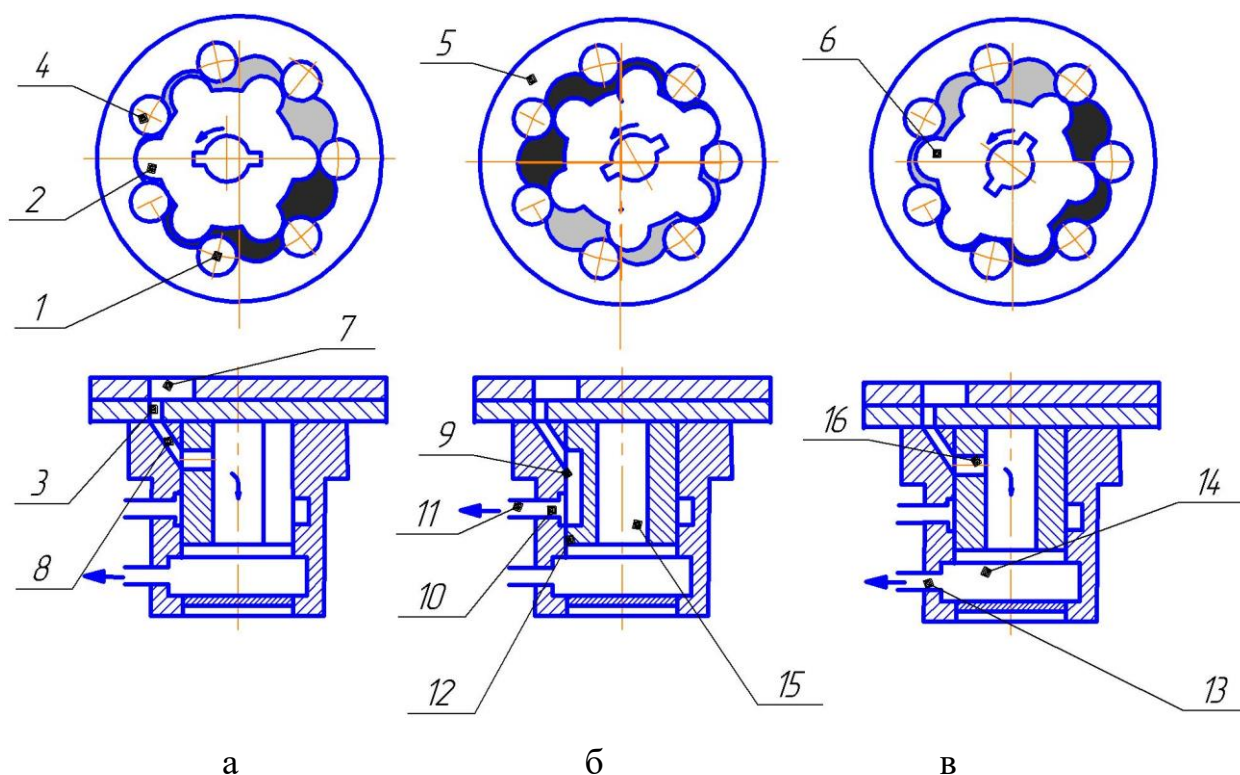


Рис. 1.34. Схема работы насоса-дозатора:

а, в – вытеснение рабочей жидкости; б – всасывание рабочей жидкости;
 1, 4 – ролики; 2, 6 – зубья сателлита; 3 – отверстие; 5 – направляющая;
 7 – рабочая камера; 8 – косой канал; 9 – паз; 10, 11, 13 – штуцера;
 12 – золотник; 14 – кольцевые проточки; 15 – центральный осевой канал;
 16 – радиальное отверстие

Когда зуб 2 находится между роликами 1 и 4 направляющей 5 (рис.1.34, а) рабочий объем камеры 7 уменьшается до нуля. При вращении сателлита, например, против часовой стрелки в рабочей камере 7 создается вакуум (рис. 1.34, б) и тогда из штуцера 11 через кольцевую проточку корпуса, паз 9 золотника 12, косой канал 8 корпуса в рабочую камеру 7 всасывается рабочая жидкость. При дальнейшем вращении сателлита зуб 6 заходит между роликами (рис. 1.34, в) и вытесняет рабочую жидкость из рабочей ка-

меры 7, которая через косой канал 8 корпуса, радиальное отверстие 16 золотника, центральный осевой канал 15, кольцевую проточку корпуса нагнетается в штуцер 13.

Аналогично происходит процесс всасывания и нагнетания в других рабочих камерах. При изменении направления вращения (по часовой стрелке) направление движения рабочей жидкости изменяется на противоположное. Рабочая жидкость всасывается через центральный осевой канал, радиальное отверстие золотника и кольцевую проточку 10 корпуса.

Таким образом, насос-дозатор в системе рулевого управления мобильных машин работает в режиме реверсивного насоса. Техническая характеристика насоса-дозатора ГА-36000А приведена в табл. 1.3 [200].

Таблица 1.3

Технические характеристики планетарного насоса-дозатора

Показатель	ГА-36000А
Рабочий объём, см ³	120
Давление, МПа	
- номинальное	1,5
- максимальное	10
Частота вращения, об/мин	
- номинальная	60
- максимальная	120
- минимальная	6
КПД	0,75
Масса, кг	8

Рабочая жидкость для насоса-дозатора ГА-36000А - моторные масла М-8Г2, М-8В2, М-10Г2, М-10В2 (ГОСТ 8581-78).

Самым распространенным планетарным гидромотором, относящимся к третьей кинематической схеме (рис. 1.25, в), применяемым в зарубежной мобильной технике для приводов активных рабочих органов, является гидромотор фирмы «Danfoss» представленный различными типоразмерными рядами (сериями) (табл. 1.4). По лицензии фирмы «Danfoss» Омским заводом гидроприводов «Омскгидропривод» [200] выпускается планетарный гидромотор серии МГП.

Таблица 1.4

Технические характеристики планетарных гидромоторов Danfoss
серии OMS

Показатель	OMS-80	OMS-100	OMS-125	OMS-160	OMS-200	OMS-250
Рабочий объем, см ³	80,5	100	125,7	160	200	250
Максимальный перепад давления, МПа	21	21	21	21	21	20
Частота вращения максимальная, об/мин	810	750	600	470	375	300
Крутящий момент, Н·м	240	305	375	490	610	720
Пусковой момент, Н·м	180	230	290	370	470	560
Расход, л/мин	65	75	75	75	75	75
Мощность, кВт	15,5	18	18	16,5	16,5	14,5
КПД	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75

Планетарные гидромоторы типа МГП – это реверсивные гидромашины с распределителем рабочей жидкости многократного действия.

Рабочий орган этих гидромашин состоит (рис. 1.35) из ротора 28, семи цилиндрических роликов 27 и пластины 24. Ротор 28 при перекачивании по зубчатому венцу статора 29 изменяет объем рабочих камер. Ось ротора описывает окружность радиусом, который равен эксцентриситету рабочей пары.

В корпусе 5 установлены радиально-упорные роликовые подшипники 4, в которых вращается выходной вал 1 с внутренними шлицами. Для уплотнения вала в корпусе 5 установлена манжета 3. Выходной вал соединен с золотниковым устройством 10, 12 и валом 11. Торцевое прижатие золотника осуществляет прижимная втулка 13, которая размещена в крышке 17. Усилие осевого прижатия создает пластинчатая пружина 22 и давление рабочей жидкости, которая поступает через один из каналов.

Гайкой 25 и дистанционной втулкой 6 регулируют зазор в конических подшипниках. Для герметизации внутреннего объема гидромотора установлены резиновые кольца 8, 15, 21.

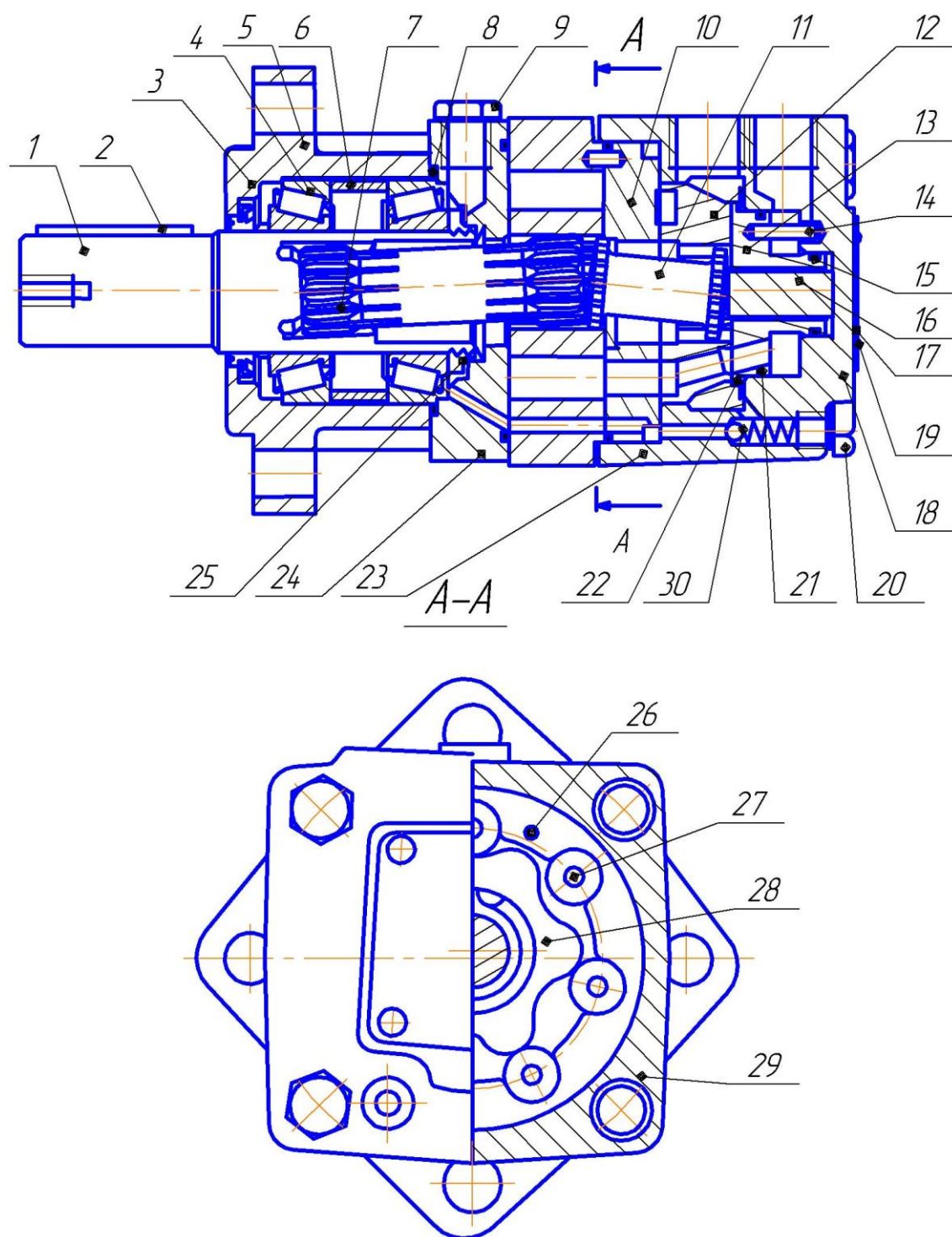


Рис. 1.35. Планетарный гидромотор серии МГП:

- 1 – выходной вал; 2 – шпонка; 3 – манжета; 4 – подшипник; 5 – корпус;
 6 – дистанционная втулка; 7 – зубчатый вал; 8, 15, 21 – резиновые кольца;
 9 – пробка; 10, 12 – золотниковое устройство; 11 – вал; 13 – прижимающая втулка; 14, 26 – штифты; 16 – упорный ролик; 17, 18 – крышки;
 19 – заклепка; 20 – болт; 22 – пружина; 23 – корпус золотника; 24 – пластина;
 25 – гайка; 27 – ролик; 28 – ротор; 29 – статор; 30 – обратный клапан

Для сбора дренажа в золотниковом устройстве 10, пластине 24 и статоре 29 имеются отверстия, которые диаметрально каналом пластины 24 соединены с обратными клапанами 30, которые разделяют полости высокого и низкого давления. Для снижения давления дренажа в пластине 24 имеется специальное отверстие для вывода рабочей жидкости, которое закрыто пробкой 9.

Угловое положение пластины 24 относительно статора 29 и прижимной втулки 13 относительно крышки 18 зафиксировано штифтами 14, 26. Осевое смещение карданных валов в сторону крышки ограничивается упорным роликом 16.

Направление вращения выходного вала зависит от распределения входа и выхода рабочей жидкости к отверстиям на крышке. Рабочая жидкость под давлением поступает в одно из отверстий прижимной втулки 13, золотника 10 и промежуточной пластины и подводится в камеры изменяющегося объема, заставляя ротор 28 обкатываться (осуществлять планетарное движение вокруг оси статора 29 и одновременно вращаться вокруг собственной оси в направлении противоположном движению по орбите) по внутреннему зубчатому венцу статора. Из камер, объем которых уменьшается, отработанная рабочая жидкость вытесняется зубьями ротора и по распределительным каналам и отверстиям в крышке отводится в сливную магистраль. Итак, давление рабочей жидкости приводит в действие ротор, который создает крутящий момент. Движение ротора по орбите превращается в обороты выходного вала с передаточным отношением равным семи.

Техническая характеристика планетарных гидромоторов серии МГП приведена в таблице 1.5 [200].

Рабочая жидкость для планетарного гидромотора серии МГП - моторные масла М-8Г2, М-8В2, М-10Г2, М-10В2 (ГОСТ 8581-78).

Таблица 1.5

Технические характеристики планетарных гидромоторов серии МГП

Показатель	МГП-80	МГП-100	МГП-125	МГП-160	МГП-200	МГП-315
Рабочий объём, см ³	80,5	100	125,7	159,7	200	314,9
Давление, МПа						
- номинальное	16	16	16	16	16	16
- максимальное	21	21	21	21	21	21
Частота вращения, об/мин						
- номинальная	345	276	220	172	140	90
- максимальная	810	648	520	400	324	210
- минимальная	42	10	10	10	10	10
Крутящий момент номинальный, Н·м	151	189	237	303	300	300
Мощность номинальная, кВт	6	6	6	6	4,5	3
КПД	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78
Масса, кг	9,8	10	10,3	10,7	11,1	12,3

Основным недостатком рассмотренных планетарных гидромашин третьей кинематической схемы является наличие карданной передачи, что в известной мере ограничивает крутящий момент на валу гидромотора, и как следствие, рабочий объем и мощность, а следовательно, и область их применения.

Представителями низкооборотных высокомоментных гидромоторов четвертой кинематической схемы (рис. 1.25, г), являются гидравлические вращатели планетарного типа РПГ, изготавливаемые Липецким исследовательско-экспериментальным заводом «Гидромаш» [38].

Гидровращатели РПГ представляют собой реверсивные полноповоротные гидравлические машины планетарно-роторного типа, предназначенные для привода высокомоментных низкооборотных рабочих органов машин в различных областях промышленной и сельскохозяйственной деятельности.

Гидровращатели РПГ могут работать в средах любой загрязнённости и под водой. Они могут устанавливаться как на консоли вала, так и между валами, выполняя дополнительную функцию соединительной муфты.

Гидровращатели типа РПГ используются для привода вращения реци-

клера при производстве асфальта, привода подвижного пола в кузове песко-разбрасывателя, установлены в качестве привода лебёдки, на автомашинах, используемых для погрузки кузовов контейнерного типа, в сельском хозяйстве установлены в качестве привода на механизме закатывания в рулоны скошенной травы, сена. Для многократного увеличения крутящего момента возможна установка нескольких гидровращателей на общем шлицевом валу, при этом не требуется синхронизация вращения этих двигателей [38].

Наибольшее применение для привода высокомоментных низкооборотных рабочих органов машин в различных областях промышленной и сельскохозяйственной деятельности нашли гидровращатели РПГ-6300 (рис. 1.36).

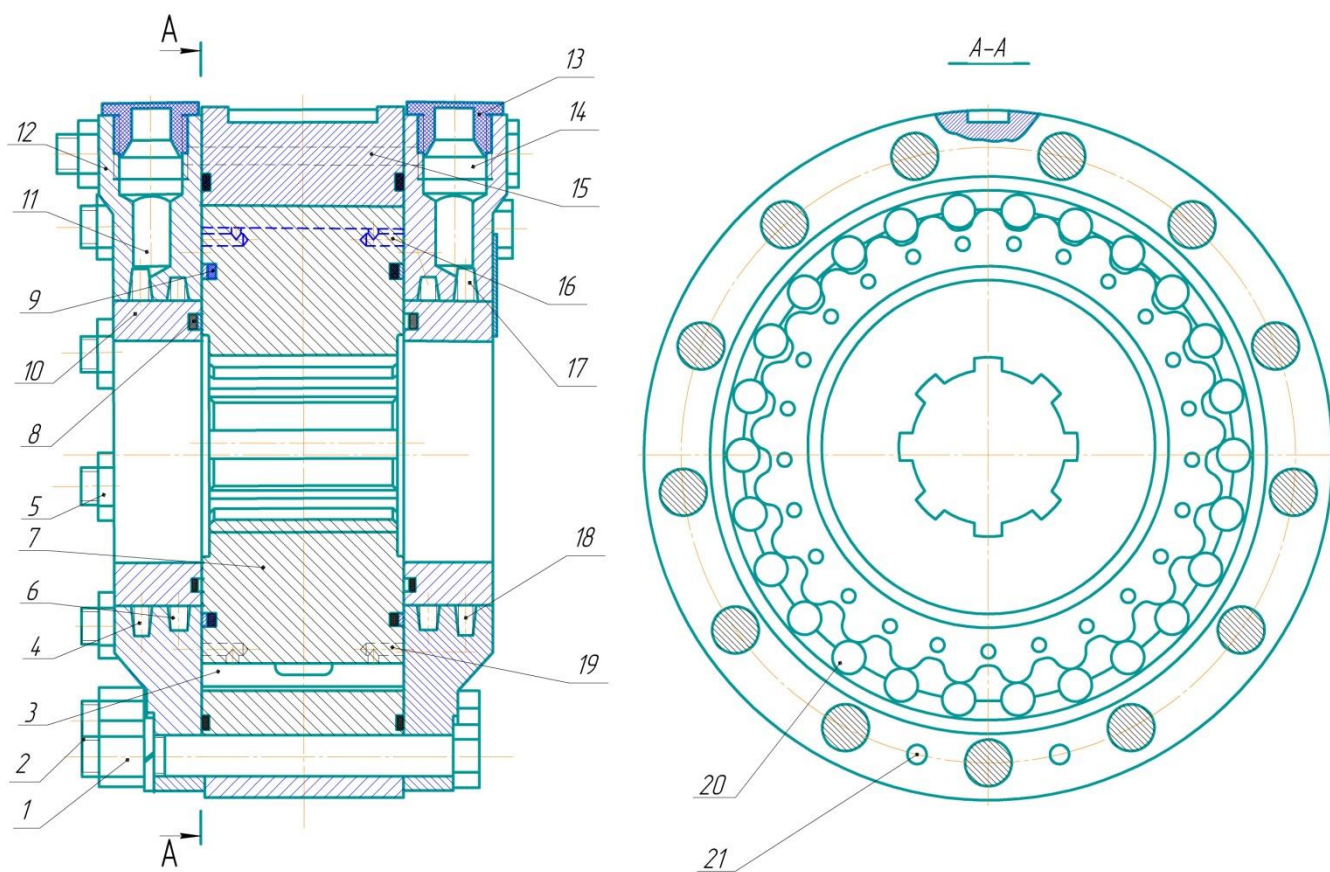


Рис. 1.36. Гидравлический вращатель планетарного типа РПГ:

- 1,5 – гайки 2 – болт, 3 – зуб шестерни, 4, 6, 17, 18 – кольцевые каналы, 7 – шестерня, 8, 9 – уплотнение, 10 – заглушка, 11, 14 – полости, 12 – крышка, 13 – пробка, 15 – направляющая, 16, 19 – отверстия, 20 – ролик, 21 – перепускной канал

Гидровращатель состоит (рис. 1.36) из направляющей 15 с вставными роликами 20, шестерни 3 и двух крышек 12, в которые запрессованы заглушки 10. Крышки прикреплены к направляющей стяжными болтами с гайками. Профиль зубьев шестерни круговой. Торцевой зазор между шестерней и крышками уплотнены резиновыми и чугунными кольцами [200].

При подаче рабочей жидкости, например, в полость 14, она через кольцевой канал 18 и аксиальные отверстия в правой крышке одновременно через канал в направляющей поступает в аксиальные отверстия левой крышки. Далее рабочая жидкость через отверстия 19 на торцах шестерни поступает в рабочие камеры, образованные внутренней поверхностью направляющей 15 и внешней поверхностью шестерни 3. Под действием давления рабочей жидкости направляющая 15 с роликами 20 начинает осуществлять сложно-планетарное движение, обкатываясь по шестерни 3 и, одновременно, передавая ей вращательное движение.

Рабочая жидкость вытесняется на слив через два других кольцевых канала в крышках. Для того, чтобы направляющая 15 передавала реактивный момент и одновременно обкатывалась по шестерни 3, она соединена с рамой машины шарнирно при помощи рычагов. Приводной вал вращаемого устройства, который жестко соединен с шестерней гидровращателя, устанавливают в подшипниках, закрепленных на раме машины.

Технические характеристики высокомоментных планетарных гидровращателей приведены в таблице 1.6.

Рабочая жидкость гидровращателя - моторные масла М-8Г2, М-8В2, М-10Г2, М-10В2 (ГОСТ 8581-78).

Как все роторные гидромашины, планетарный гидровращатель РПГ-6300 реверсивный. Изменение направления вращения «выходного вала» гидровращателя осуществляется изменением направления движения потока рабочей жидкости.

Таблица 1.6

Технические характеристики планетарных гидровращателей типа РПГ

Показатель	РПГ-2500	РПГ-3200	РПГ-4000	РПГ-5000	РПГ-6300	РПГ-8000	РПГ-10000
Рабочий объём, см ³	2500	3200	4000	5000	6300	8000	10000
Давление номинальное, МПа	10	10	10	10	10	10	10
Расход номинальный, л/мин	48	48	48	48	48	48	48
Частота вращения, об/мин							
- номинальная	12	10	8	6	5	4	3
- максимальная	20	20	16	16	10	8	8
- минимальная	2	2	1,5	1,5	1	0,5	0,5
Крутящий момент номинальный, Н·м	3190	3820	4780	6320	7640	9550	11040
КПД	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Масса, кг	31,1	34,1	37,6	43,1	46,6	53,1	66,4

Основным недостатком рассмотренного планетарного гидровращателя, является неравномерность выходных характеристик, обусловленная несовершенством конструкции формы элементов вытеснительной системы, а также наличием больших гидравлических потерь в распределительной системе [8,31,67,121,125,137,154,273,275,278], обусловленных геометрией проточных частей.

Несмотря на то, что планетарный гидровращатель РПГ-6300 выпускался в странах СНГ, он представляет собой гидромашину, отработка конструкции, которой производилась в большей степени экспериментальным путем. Поэтому практически отсутствует информация о взаимосвязи геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем и выходных характеристик гидровращателя. В этой связи очень остро встает вопрос проведения комплексных исследований, определяющих законы движения вытеснительных элементов, а также подачи рабочей жидкости распределительной системой в рабочие камеры гидровращателя с целью разработки новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин данного типа.

1.4. Постановка научной проблемы

Современные тенденции развития гидрофикации мобильной техники [8,9,12,15,26,44,46,48,55,70,71,74,79,103,109,113,127,128,168,176,193,240,242, 255,259-262,270,274,277,281,284] требуют разработки принципиально новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин, а также новых подходов в решении проблемы улучшения выходных характеристик гидроагрегатов с гидромашинами вращательного действия.

Достоинствами гидропривода с высокомоментным гидравлическими вращателями являются: возможность создания безредукторного привода; высокий пусковой момент; быстрый разгон; стабилизация силовых параметров с помощью несложных демпфирующих устройств.

В настоящее время развивающийся гидропривод мобильной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия с очень большими (более 5000 $H \cdot m$) крутящими моментами и очень низкими (до 10 $об/мин$) частотами вращения. Таким требованиям удовлетворяют гидравлические вращатели планетарного типа, которые представляют собой совершенно новое направление в развитии высокомоментных планетарных гидромашин вращательного действия.

Современные высокотехнологичные гидравлические вращатели нашли применение в приводах погрузчиков, гидравлических кранов, эвакуаторов, экскаваторов, бульдозеров, дорожных, горных, лесозаготовительных, сельскохозяйственных машин и другой техники, широко применяются для бурения в широком спектре строительных работ [4,35,37,39,40,43,55,56,70,73, 212,227].

Естественная тенденция к расширению области применения силовых гидроагрегатов в мобильной технике вызывает необходимость создания нового поколения гидромашин – гидравлических вращателей планетарного типа. Ускорение темпов роста требований к техническому уровню гидроагрегатов для привода активных рабочих органов мобильной техники приводит к

увеличению объема исследований и разработке прогрессивных методов проектирования на основе достижений теоретических знаний и современных средств вычислительной техники.

Весомый вклад в развитие теории расчета и проектирования гидроагрегатов с гидромашинами вращательного действия внесли отечественные и зарубежные ученые в своих работах [1,5,6,11,50,57,59,60,63,65,79,86,90,91,100,104,105,110-114,148,199,208,216,217,243,246,254,263,265,266,267, 269,283]. Прежде всего, это работы Т.М. Башты, В.А. Вернигоры, Н.С. Гамынина, Г.Й. Зайончковского, З.Я. Лурье, Б.Б. Некрасова, О.Ф. Никитина, В.Н. Прокофьева, А.Н. Складчиков, З.Л. Финкельштейна, Е.М.Хаймовича, К.М. Хомича и др., которые посвящены вопросам расчета, поршневых гидромашин, а исследованиями объемных гидромашин, в том числе высокомоментных гидромоторов, занимались известные ученые Башта Т.М., Прокофьев В.Н., Попов Д.Н., Бирюков Б.Н., Докукин А.В., Ерасов Ф. Н., Панченко А.И., Шевцов Е.Н. и др. Работы [11,19,27,30,42,47,49,53,59,60,68,69,81-83,139,140,156,163,169,188,189,214,215,234-237] посвящены вопросам теории расчета и проектирования гидромашин планетарного типа.

Необходимо отметить, что в перечисленных работах, ряд вопросов и факторов изучены недостаточно и требуют своего дальнейшего развития, так например: недостаточно внимания уделено вопросам расчета и проектирования систем непосредственного распределения рабочей жидкости планетарных гидромашин; математические модели рабочих процессов, применяемые в исследованиях гидроагрегатов с планетарными гидромашинами, были не полными и не охватывали все составляющие гидроагрегата, а следовательно, не были учтены и их взаимосвязи; при математическом описании планетарных гидромашин не учитывались возможность заполнения рабочих камер через зазоры между зубьями вытеснителей; принимаемый ряд допущений хоть и упрощал вычисления, но снижал точность полученных результатов.

Анализ, ранее выполненных исследований позволяет сделать заключение, что в работах [55,56,202,210,211,218,219,223] предложена методика рас-

чета гидромотора, обеспечивающая сравнимость результатов при различных сочетаниях основных параметров для заданного рабочего объема гидромотора, с учетом заданных условий эксплуатации. Авторы предполагают, что рациональное решение этих вопросов заключается в использовании комплексной оценки параметров гидромотора, опираясь при этом на результаты работ [85].

В работах Ловцова Ю.И. приведены результаты исследований потерь мощности в высокомоментных гидромоторах, при этом основное внимание уделено анализу механических потерь в высокомоментных гидромоторах. Отмечается, что исследование потерь мощности дает возможность выбрать соответствующие параметры вновь проектируемого гидромотора с учетом изменения КПД на различных режимах. Установлено, что гидромеханический КПД во многом определяет выходные характеристики высокомоментного гидромотора.

Методика параметрических исследований высокомоментных гидромоторов, предложенная в работе [210] позволяет установить зависимости между характеристиками гидромотора и его основными конструктивными параметрами с помощью единого критерия, который более полно учитывает все факторы, определяющие качество гидромотора. Необходимо отметить, что при исследованиях не учитывались потери мощности в гидромоторе, а следовательно, и параметры, влияющие на них. Кроме того, исследования, основанные на одном критерии качества, не могут обеспечить получение приемлемых значений выходных характеристик высокомоментного гидромотора.

В работе [60] рассматриваются различные конструкции планетарных гидромашин, приводят кинематические расчеты и номограммы по определению геометрических параметров элементов вытеснительной системы планетарных гидромашин. Эти данные не позволяют определить зазор между зубьями вытеснителей участвующих в заполнении рабочих камер при распределении рабочей жидкости в вытеснительной системе планетарной гидромашины.

Авторы работ [59,69] предлагают методику выполнения кинематического анализа работы элементов вытеснительной системы планетарных гидромашин, рассматривая вытеснители как обычный планетарный редуктор, без учета самоориентации его вытеснителей, которая обуславливается наличием гидравлического поля выполняющем функцию водила и осуществляющим кинематическую связь вытеснителей.

В работе [11] проведены исследования связанные с расчетом и проектированием планетарных гидромашин и их элементов. Однако в работе не рассматривались вопросы проектирования распределительных систем с непосредственным распределением рабочей жидкости, а так же использование вытеснительных элементов для подвода рабочей жидкости в рабочие камеры, поэтому, результаты данной работы не позволяют в полной мере использовать полученные уравнения при расчете и проектировании гидровращателей планетарного типа и, как следствие, не могут быть использованы для полноценного моделирования процессов, происходящих при моделировании работы гидроагрегатов с планетарными гидровращателями.

Авторы работ [215,235] занимались повышением нагрузочной способности вытеснителей, используя рациональное проектирование профиля их элементов. Результаты данных исследований, не нашли своего продолжения при проектировании планетарных гидромоторов, так как связаны со значительными технологическими трудностями при изготовлении данных профилей. В приведенных работах элементы вытеснительной системы рассматривались как обычный планетарный редуктор, а не как специфический узел гидромашин, что совершенно не отражает реальность процессов происходящих в планетарных гидромашин.

При исследовании гидромеханического КПД планетарных гидромашин, авторы работы [214] основываясь только на подходах, принятых при расчетах потерь в планетарном редукторе. Поэтому результаты проведенных исследований не отражают в полной мере изменение механического КПД планетарного гидровращателя и, как следствие, не могут быть использованы при

определении его выходных характеристик, так как требуют существенной доработки.

Работы [42,45] посвящены исследованию вопросов связанных с изменениями КПД объемных гидромашин, но полученные уравнения не представляется возможным использовать при расчете и проектировании планетарных гидромашин, так как не учитываются специфические особенности вытеснительных и распределительных систем планетарных гидромашин.

Авторы работ [49,84,173], занимались обоснованием выходных характеристик планетарных гидромоторов, а так же исследовали кинематику движения элементов их вытеснительных систем. Полученные модели работы элементов вытеснительной системы, не могут быть использованы в полной мере при определении изменения выходных характеристик планетарных гидровращателей, так как не учитываются специфических особенностей этих элементов при непосредственном распределении рабочей жидкости.

В работах [3,30,226] авторами были рассмотрены вопросы влияния распределительных систем насоса на пульсацию рабочей жидкости в напорной магистрали. Полученные результаты только частично могут быть использованы при проектировании гидроагрегата с планетарными гидровращателями, так как не учитывают изменения потока рабочей жидкости, вызванное наличием приводного двигателя.

В работах [19,22,27,82,118,133,172,181] рассмотрены вопросы моделирования работы распределительной системы планетарного гидромотора. Однако полученные математические модели невозможно использовать для исследования процессов происходящих в планетарных гидромашинах с непосредственным распределением рабочей жидкости.

Приведенный выше анализ выполненных работ показывает:

- математические модели, разработанные авторами предыдущих исследований, недостаточно корректно отражали рабочие процессы гидравлических вращателей планетарного типа, не в полной мере описывали работу и взаимосвязи всех элементов вытеснительной и распределительной систем

гидровращателей;

- принятый ряд допущений хоть и упрощал производимые вычисления, но сильно искажал точность показателей, полученных при использовании известных математических моделей применительно к гидравлическим вращателям планетарного типа;

- выполненные исследования проводились без учета ряда важных факторов, определяющих работу системы непосредственного распределения рабочей жидкости, что не позволяет разработать математическую модель, соответствующую реалиям планетарных гидравлических вращателей, и как следствие, эффективно использовать современные математические методы проектирования и расчета.

К числу таких факторов можно отнести:

- заполнение рабочей жидкостью рабочих камер гидравлического вращателя планетарного типа, образованных элементами его вытеснительной системы, при формировании вращающегося гидравлического поля;

- математическое описание потерь при течении рабочей жидкости в проточных частях распределительной системы планетарного гидровращателя при определении его геометрических параметров и выходных характеристик;

- повышение точности расчета гидравлических, механических и объемных потерь в планетарном гидровращателе;

- определение геометрических параметров элементов распределительной системы непосредственного типа для планетарных гидравлических вращателей;

- определение геометрических параметров элементов вытеснительной системы определяющих формирование вращающегося гидравлического поля для гидравлических вращателей планетарного типа;

- исследование рабочих процессов распределительной и вытеснительной систем на базе усовершенствования математической модели гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата, включающей функциональные выражения, ограничения и критерии, описывающие рабо-

чие процессы и функционирование узлов планетарного гидровращателя и их взаимодействие с рабочей жидкостью, как единое целое.

Проведенный анализ состояния исследуемого вопроса позволяет сформулировать важную народно-хозяйственную проблему, вскрыть суть данной проблемы, обосновать причины ее существования, выявить негативные последствия и показать пути ее решения.

Народно-хозяйственная проблема – улучшение выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа, применяемых для приводов активных рабочих органов мобильной техники.

Суть проблемы – низкие выходные характеристики серийных гидравлических вращателей планетарного типа серии РПГ.

Причина существования проблемы – отсутствие теории расчета и проектирования гидравлических вращателей планетарного типа, а так же их вытеснительных и распределительных систем.

Негативные последствия нерешенности проблемы – ограничение гидрофикации приводов активных рабочих органов мобильной техники.

Пути решения проблемы – разработка теории расчета и проектирования гидравлических вращателей планетарного типа, их вытеснительных и распределительных систем.

Реализацию выявленной народно-хозяйственной проблемы можно осуществить путем постановки и решения важной **научно-практической проблемы** – усовершенствование теории расчета и проектирования рабочих поверхностей вытеснительной и распределительной систем гидровращателей планетарного типа на базе исследования их рабочих процессов.

Данная научно-практическая проблема может быть решена путем комплексных исследований в области разработки теории расчета и проектирования гидравлических вращателей планетарного типа.

Реализация поставленной научной проблемы заключается в системном подходе, когда конструкция основных узлов, законы движения элементов вытеснительной и распределительной систем, течение рабочей жидкости в про-

точных частях распределительной системы, процесс заполнения рабочей жидкостью рабочих камер вытеснительной системы, гидравлические, гидродинамические и механические процессы исследуются как единое целое.

Обобщение комплексных исследований и их результаты в совокупности позволяют усовершенствовать теорию расчета и проектирования гидравлических вращателей планетарного типа с улучшенными выходными характеристиками.

1.5. Этапы решения поставленной проблемы

Решение сформулированной научно-практической проблемы обусловлено **целью исследований** – улучшение выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа, работающих в составе гидроагрегатов мобильной техники, путем исследования рабочих процессов их вытеснительных и распределительных систем на основе усовершенствования математических моделей, и представляет собой сложный комплекс взаимосвязанных задач, состоящий из нескольких этапов.

Для достижения поставленной цели, в диссертационной работе, решены следующие основные задачи:

- проанализированы конструктивные особенности распределительной и вытеснительной систем гидравлических вращателей планетарного типа;
- разработаны математические модели рабочих процессов, происходящих в гидравлическом вращателе планетарного типа в составе гидроагрегата, с учетом конструктивных особенностей его элементов;
- проведены параметрические исследования гидравлических вращателей планетарного типа, обусловленные влиянием геометрии элементов вытеснительной системы и формы проточных частей распределительной системы на их выходные характеристики;
- исследована динамика серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа в составе гидроагрегата;

- проведены экспериментальные исследования гидравлических вращателей планетарного типа и сделана оценка адекватности математической модели рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа реальному объекту;

- разработаны практические рекомендации для расчета и проектирования гидравлических вращателей планетарного типа и их элементов.

В работе изложено решение данной проблемы на конкретном примере гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата для привода активных рабочих органов мобильной техники, состоящее из пяти этапов.

На **первом** этапе, разработана математическая модель рабочих процессов вытеснительной и распределительной систем и гидравлического вращателя планетарного типа в целом, работающего в составе гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники. В основу полученной модели были заложены модели процессов существующих элементов гидроагрегатов, с учетом выявленных неточностей характерных для планетарных гидровращателей, которые учитывают влияние зазоров между вытеснительными элементами, соединяющих рабочие камеры, а так же геометрию проточных частей распределительной системы гидровращателя, на его выходные характеристики.

На **втором** этапе проведены параметрические исследования влияния зазоров между элементами вытеснительной системы, обуславливающие заполнение рабочих камер гидровращателя рабочей жидкостью, а так же параметрические исследования влияния геометрии проточных частей элементов распределительной системы на изменение выходных характеристик планетарного гидровращателя.

На **третьем** этапе выполнены теоретические исследования изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа при разгоне гидроагрегата с целью сравнения и анализа изменения их функциональных параметров при переходных процессах.

На **четвертом** этапе, для проверки адекватности полученных уравнений, описывающих взаимосвязь геометрических параметров гидравлического вращателя планетарного типа и его выходных характеристик, проведены сравнительные экспериментальные исследования для серийного и модернизированного гидровращателей. С целью получения уравнений регрессии, описывающих изменение выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателя в заданном диапазоне изменения геометрических и рабочих параметров, проведен полнофакторный эксперимент.

На **пятом**, завершающем этапе разработаны практические рекомендации по проектированию элементов вытеснительной и распределительной систем планетарного гидровращателя, а так же разработана конструкторская документация унифицированного ряда высокомоментных планетарных гидровращателей с рабочими объемами 4000, 5000, 6300 и 8000 $см^3$.

Выполнение исследований на всех этапах проводилось с использованием вычислительной техники, пакетов прикладных программ (VisSim, Ansys и др.). Термины и определения соответствуют отраслевому стандарту [117].

1.6. Выводы

На основании проведенного анализа можно сделать следующие выводы:

- анализ рассмотренных гидравлических схем мобильной техники с гидравлическими вращателями планетарного типа показал, что в состав гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники, как правило, входят: приводной двигатель, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и, непосредственно, сам гидравлический вращатель с инерционной нагрузкой;
- использование гидравлических вращателей планетарного типа в приводах активных рабочих органов мобильной техники ограничено невысокими выходными параметрами существующих гидравлических вращателей се-

рии РПГ (особенно КПД). Основным недостатком рассмотренного серийного гидровращателя планетарного типа РПГ-6300, являются низкие значения выходных параметров, обусловленные несовершенством конструкции элементов вытеснительной системы, а также наличие больших гидравлических потерь в проточных частях распределительной системы непосредственного типа. Определен ряд особенностей, без учета которых не представляется возможным улучшить выходные характеристики серийных планетарных гидровращателей модели РПГ-6300;

– на основании проведенного анализа состояния исследуемого вопроса сформулирована важная народно-хозяйственная проблема – улучшение выходных характеристик гидравлических вращателей планетарного типа, применяемых для приводов активных рабочих органов мобильной техники. Вскрыта суть данной проблемы, обоснованы причины ее существования, выявлены негативные последствия и показаны пути ее решения;

– для реализации народно-хозяйственной проблемы сформулирована важная научно-практическая проблема – усовершенствование теории расчета и проектирования рабочих поверхностей вытеснительной и распределительной систем гидровращателей планетарного типа на базе исследования их рабочих процессов. Предложена методика ее поэтапного решения, позволяющая выполнить весь комплекс исследований от разработки математической модели, проверки ее адекватности реальному объекту до получения научных результатов, предлагаемых к практическому использованию.

РАЗДЕЛ 2

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА В СОСТАВЕ ГИДРОАГРЕГАТА

2.1. Постановка задачи

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. Поэтому вопросы расчета, исследования и проектирования гидроагрегатов и их элементов, с учетом конструктивных особенностей и условий эксплуатации, заслуживают большого внимания [10,29,61,62,77,80,91,93,94-96,98,100,102,103,221].

Физические, динамические и гидравлические процессы, протекающие в гидроагрегатах и их элементах [64,76,97,125,129,139-143,167,171,172,188,189,203-206,208,220,222,225,244,250,268] 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.) [204]. Поэтому наряду с основными потоками рабочей жидкости, необходимых для функционирования гидравлической системы, возникают дополнительные течения в зазорах между деталями механизмов и узлами гидравлической аппаратуры.

Поставленная научно-практическая проблема – усовершенствование теории расчета и проектирования рабочих поверхностей вытеснительной и распределительной систем гидровращателей планетарного типа на базе исследования их рабочих процессов, предусматривает необходимость разработки математических моделей рабочих процессов отдельных элементов и гидроагрегата в целом, на основе рационального выбора методов решения систем дифференциальных уравнений, описывающих динамику изменения

выходных характеристик и геометрических параметров элементов, входящих в состав гидроагрегата.

Математическое описание гидромеханических и динамических процессов происходящих в элементах гидроагрегата в условиях эксплуатации, основано на известных общих уравнениях движения сплошной среды с использованием экспериментальных значений коэффициентов гидравлических сопротивлений, расходов и гидродинамических сил [204]. Характерными для общих уравнений и зависимостей гидромеханики являются динамические процессы, при которых движение рабочих жидкостей будет неустановившимся, то есть в любой точке живого сечения потока давление, скорость и плотность рабочей жидкости зависят от времени, что вынуждает принимать квазистационарные значения коэффициентов количества движения, кинетической энергии, гидравлического сопротивления, состояния потока и т.д.

Следовательно, улучшение динамических характеристик гидроагрегата, расширение его технических возможностей можно достичь путем исследования рабочих процессов и их влияния на выходные характеристики гидроагрегата на базе уточненных физической и математической моделей, учитывающих особенности функционирования и взаимное влияние всех элементов гидроагрегата, а также особенностей рабочей жидкости.

Разработка математических моделей процессов, происходящих в элементах и в гидроагрегате в целом, посвящены работы многих отечественных и зарубежных ученых: Башты Т.М. [7,8], Данилова Ю.А. [44], Кожевникова С.Н. [71], Кононенко А.П. [76], Зайончковского Г.Й. [64], Лурье З.Я. [89,94, 95,97-101], Навроцкого К.Л. [110], Панченко А.И. [119,139,141,154,188], Прокофьева В.Н. [208], Попова Д.Н. [203], Свешникова В.К. [213] и др. В этих работах должное внимание уделено математическим моделям рабочих процессов объемных гидромашин (насосов, гидромоторов, цилиндров), гидроагрегатов распределения рабочей жидкости и направления потоков, клапанов давления и расходов, дросселей и другой гидроаппаратуры.

В данном разделе излагается математическая модель рабочих процессов гидроагрегата с гидровращателем планетарного типа, включающая математическое описание приводного двигателя, нерегулируемого шестеренного насоса, предохранительного клапана непрямого действия, гидравлического вращателя планетарного типа, упруго-инерционной нагрузки и рабочей жидкости как основного компонента, связывающего все элементами гидроагрегата [121,124,125,131,134,139,140,142,143,145-149,153,156-158,182,188].

2.2. Общая характеристика математической модели рабочих процессов гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники

Анализ известных работ в области разработки гидроагрегатов для привода активных рабочих органов мобильной техники [7,8,44,71,74, 89,94,95,98, 101,169,178,188,203] позволяет отметить, что до настоящего времени не имеется достаточно полных моделей, описывающих изменение выходных характеристик гидроагрегатов с приводными двигателями внутреннего сгорания, с нерегулируемыми шестеренными насосами, с высокомоментными планетарными гидровращателями и большой инерционной нагрузкой, которые позволяют углубленно исследовать статические и динамические характеристики гидроагрегата, с целью улучшения выходных характеристик гидроагрегата и его элементов, при разработке методологии проектирования элементов и гидроагрегата в целом.

На рис. 2.1 представлена блок-схема гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники [129], выбранного в качестве примера, который включает в себя приводной двигатель внутреннего сгорания (ДВС) дизельного типа, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и высокомоментный гидровращатель планетарного типа с инерционной нагрузкой, связанных формами взаимодействия и взаимозависимости с помощью рабочей жидкости, и образующих единое целое.

Отличительной особенностью предлагаемой блок-схемы гидроагрегата (рис.2.1) с высокомоментным гидровращателем, является возможность дискретного рассмотрения всех элементов, входящих в гидроагрегат, а так же рабочей жидкости, как единого целого с учетом их взаимосвязей и взаимного влияния. При этом необходимо отметить, что все рассмотренные элементы гидроагрегата составляют два функциональных блока: первый блок - насосная станция, включающая в себя приводной двигатель, насос и предохранительный клапан и второй блок - исполнительный механизм, включающий высокомоментный гидровращатель планетарного типа с упруго-инерционной нагрузкой.

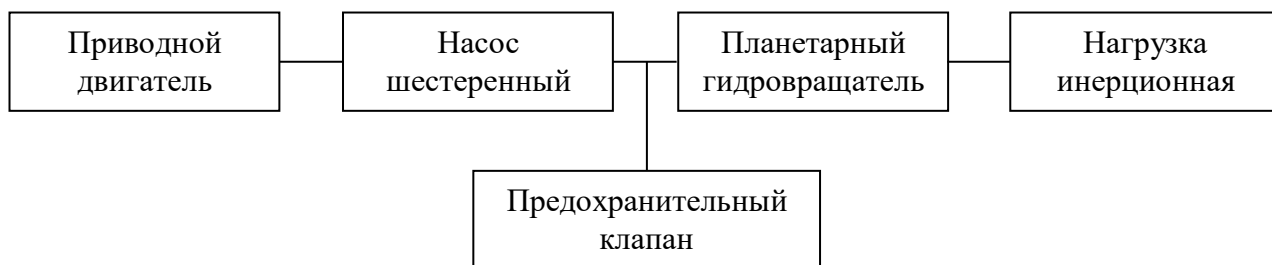


Рис. 2.1. Блок-схема гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники

Математические описания приводного двигателя, нерегулируемого шестеренного насоса, предохранительного клапана непрямого действия, исполнительного высокомоментного гидровращателя, упруго-инерционной нагрузки, а также рабочей жидкости, с учетом конструктивных особенностей элементов планетарного гидровращателя на основе уравнений расходов, моментов, перемещения подвижных элементов и неразрывности представлены ниже [103,221].

При разработке математических моделей рабочих процессов элементов гидроагрегата приняты следующие допущения:

- длина трубопроводов невелика;
- температура рабочей жидкости постоянная (т.е. постоянными считаются коэффициенты кинематической вязкости и силы трения);
- давление в сливной, всасывающей и дренажной магистралях равня-

ется нулю;

- рабочие кромки гидроаппаратов считаются острыми;
- соединительные каналы большие по сечению и короткие по длине.

На основе принятых допущений волновыми процессами можно пренебречь [5,206].

2.2.1. Математическая модель рабочих процессов насосной станции с разомкнутой циркуляцией потока и приводным двигателем.

На основании представленной блок-схемы (рис. 2.1), разработана расчетная схема насосной станции мобильной машины с разомкнутой циркуляцией потока (рис. 2.2), с приводным двигателем дизельного типа, нерегулируемым шестеренным насосом и предохранительным клапаном непрямого действия, на основании которой можно провести математическое описание каждого элемента, входящего в насосную станцию с учетом принятых допущений.

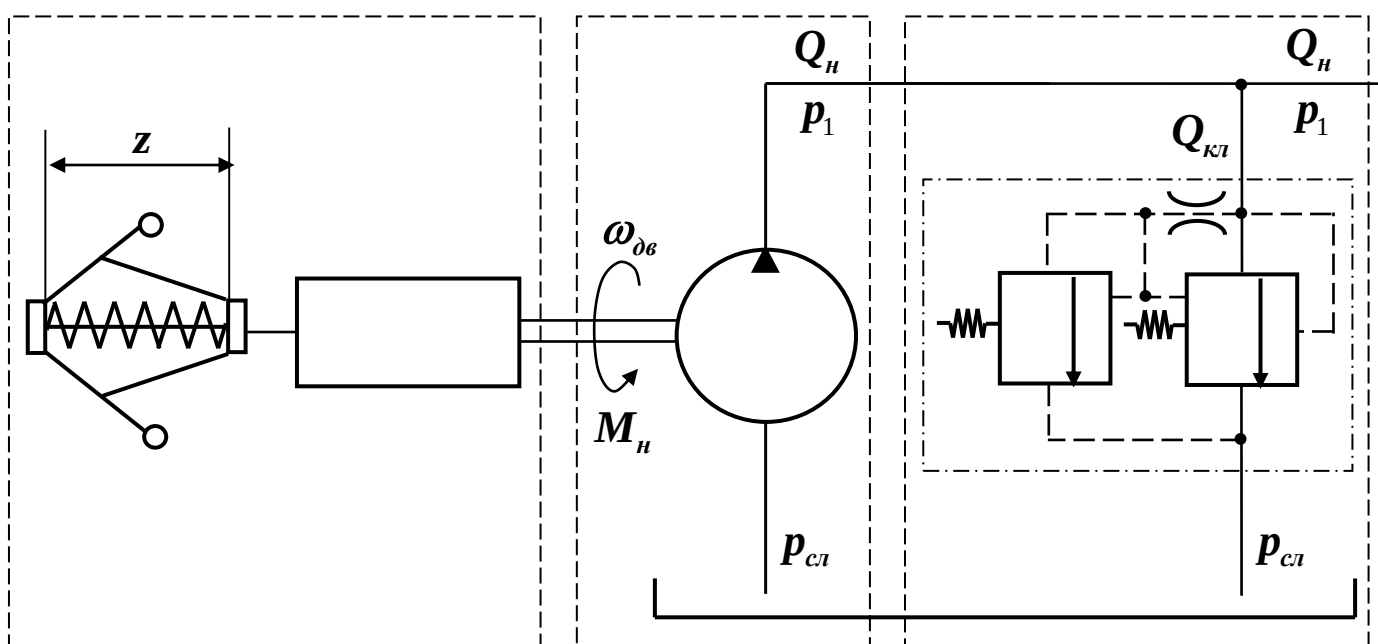


Рис. 2.2. Расчетная схема насосной станции с разомкнутой циркуляцией потока

Приводной двигатель внутреннего сгорания. В соответствии с учетом рекомендаций принятых в работах [5,206] и расчетной схемой (рис. 2.2), а так же принятыми выше допущениями математическая модель рабочих

процессов приводного дизельного двигателя с центробежным регулятором для нерегулируемого шестеренного насоса описывается уравнением моментов на валу двигателя:

$$M_{\partial\partial}(\omega_{\partial\partial}) + M_z = M_n(t) + J \cdot \frac{d\omega_{\partial\partial}(t)}{dt} + k_{\partial} \cdot z_i(t), \quad (2.1)$$

где $M_{\partial\partial}(\omega_{\partial\partial}) + M_z$ – крутящий момент двигателя по скоростной характеристике;

$M_n(t)$ – нагрузочный момент двигателя со стороны насоса;

J – момент инерции приводного двигателя (приведенный) момент инерции;

$\omega_{\partial\partial}(t)$ – угловая скорость вала двигателя;

k_{∂} – параметр настройки центробежного регулятора двигателя;

$z_i(t)$ – текущее перемещение муфты регулятора.

Крутящий момент двигателя по скоростной характеристике $M_{\partial\partial}(\omega_{\partial\partial}) + M_z$ можно представить в виде суммы минимального крутящего момента $M_{\partial\partial}(\omega_{\partial\partial})$ и приращения M_z , обеспеченного минимальным ходом муфты регулятора, при этом приращение M_z близко к номинальному крутящему моменту приводного двигателя $M_z \approx M_{en}$.

Общепринято [106], использование квадратичной зависимости эффективного крутящего момента $M_e(n)$ и крутящего момента двигателя по скоростной характеристике $M_{\partial\partial}(\omega_{\partial\partial}) + M_z$ при начальных условиях изменения угловой скорости вала двигателя $\omega_{\min} \leq \omega_{\partial\partial}(t) \leq \omega_n$. Тогда, крутящий момент двигателя определяется зависимостью:

$$M_{\partial\partial}(\omega_{\partial\partial}) + M_z = M_{en} \left(0,87 + 1,13 \frac{\omega_{\partial\partial}(t)}{\omega_n} - \left(\frac{\omega_{\partial\partial}(t)}{\omega_n} \right)^2 \right), \quad (2.2)$$

где M_{en} – номинальное значение эффективного крутящего момента M_e приводного двигателя.

Когда угловая скорость больше своего номинального значения и находится в диапазоне $\omega_n < \omega_{\partial\partial}(t) \leq \omega_{нач.рег}$, регулятор начинает снижать подачу топлива, однако в зоне нечувствительности регулятора крутящий момент практически равен номинальному значению эффективного крутящего момента приводного двигателя:

$$M_{\partial\partial}(\omega_{\partial\partial}) + M_z \approx M_{ен}. \quad (2.3)$$

Когда угловая скорость больше своего значения при начале регулирования и находится в диапазоне $\omega_{нач.рег} \leq \omega_{\partial\partial}(t) \leq \omega_{xx\max}$, крутящий момент снижается приблизительно по линейной зависимости:

$$M_{\partial\partial}(\omega_{\partial\partial}) + M_z = M_{ен} \left(1 - \frac{\omega_{\partial\partial}(t) - \omega_{нач.рег}}{\omega_{xx\max} - \omega_{нач.рег}} \right), \quad (2.4)$$

где $\omega_{xx\max}$ – максимальная угловая скорость коленчатого вала при холостом ходе двигателя.

Нагрузочный момент двигателя со стороны нерегулируемого шестеренного насоса определяется из выражения [7,8]:

$$M_n(t) = \frac{V_n \cdot p_1(t)}{2\pi \cdot \eta_{н,мех} \cdot u_{\partial\partial}}, \quad (2.5)$$

где V_n – рабочий объем нерегулируемого шестеренного насоса;

$p_1(t)$ – давления в нагнетательной магистрали гидроагрегата;

$\eta_{н,мех}$ – механический КПД нерегулируемого шестеренного насоса;

$u_{\partial\partial}$ – передаточное число согласующего редуктора между приводным двигателем и насосом.

Приведенный момент инерции J приводного двигателя определяется суммой моментов инерции:

$$J = J_{\partial\partial} + \frac{J_n}{u_{\partial\partial}^2}, \quad (2.6)$$

где $J_{\partial\partial}$ и J_n – приведенные моменты инерции двигателя и насоса, соответ-

ственно.

Для приводных двигателей дизельного типа применяемых в мобильной технике, приведенный момент инерции двигателя $J_{\partial\partial}$ можно считать равным:

$$J_{\partial\partial} = k_1 \cdot J_{\max},$$

где k_1 – коэффициент пропорциональности, $k_1 = 1,05 \dots 1,33$;

$J_{\max}$ – момент инерции маховика приводного двигателя,

$$J_{\max} \approx \frac{m_{\max} \cdot D_{\max}^2}{4},$$

где $m_{\max}$ и $D_{\max}$ – максимальные масса и диаметр маховика приводного двигателя, соответственно.

Диаметр маховика приводного двигателя, согласно [66], определяется выражением

$$D_{\max} \approx k_2 D_u,$$

где k_2 – коэффициент пропорциональности, $k_2 = 4 \pm 0,5$;

D_u – диаметр цилиндра приводного двигателя.

Подставив в (2.6) соответствующие значения, получим уравнение приведенного момента инерции приводного двигателя:

$$J = k_1 \cdot \frac{m_{\max} \cdot k_2 D_u^2}{4} + \frac{J_n}{u_{\partial\partial}^2}. \quad (2.7)$$

Согласно [41], величина k_∂ определяется отношением крутящего момента двигателя при произвольной угловой скорости ω'_{xx} характеристике $M_{\partial\partial}(\omega_{\partial\partial}) + M_z$ к текущему максимальному перемещению муфты регулятора $z_{\max}(t)$:

$$k_\partial = \frac{M_{\partial\partial}(\omega'_{xx}) + M_z}{z_{\max}(t)}. \quad (2.8)$$

Текущее перемещение муфты регулятора в диапазоне от нуля до максимального значения $0 \leq z_i \leq z_{\max}$ определяется выражением:

$$\dot{z}_i(t) = \nu^{-1} \cdot \left[(a + b \cdot z_i) \cdot \omega_{\partial\theta}^2(t) - C_z \cdot z_i(t) - F \right], \quad (2.9)$$

где ν – коэффициент вязкого трения, согласно [41] этот коэффициент можно отождествить с величиной фактора торможения регулятора

$$\mathcal{J}, \nu \approx \mathcal{J};$$

где a, b – постоянные настройки центробежного регулятора двигателя;

C_z и F – жесткость и сила предварительного сжатия пружины регулятора соответственно.

Силу предварительного сжатия пружины регулятора в полном диапазоне регулирования можно определить как

$$F = F_{\max} \cdot \psi(t), \text{ при } 0 \leq \psi(t) \leq 1, \quad (2.10)$$

где $F_{\max}$ и $\psi(t)$ – максимальная сила предварительного сжатия пружины и параметр ее регулирования соответственно.

Решая уравнение (2.1) относительно $\frac{d\omega_{\partial\theta}(t)}{dt}$, получаем уравнение описывающее изменение угловой скорости вала приводного двигателя $\omega_{\partial\theta}(t)$ во всем диапазоне от $\omega_{\min}$ до $\omega_{xx\max}$

$$\frac{d\omega_{\partial\theta}(t)}{dt} = \frac{1}{J} \left[M_{\partial\theta}(\omega_{\partial\theta}) + M_z - M_n(t) - k_d \cdot z_i(t) \right]. \quad (2.11)$$

Полученные уравнения (2.1...2.11), позволяют описать динамику изменения параметров приводного двигателя дизельного типа (с регулятором) насосной установки с разомкнутой циркуляцией потока рабочей жидкости.

Нерегулируемый шестеренный насос. Анализ гидроагрегатов привода активных рабочих органов мобильной техники показывает, что в качестве насоса в большинстве случаев используют нерегулируемый шестеренный насос.

В математическую модель рабочих процессов шестеренного нерегули-

Базовой моделью торцевых радиально направленных утечек для шестеренного насоса является выражение, полученное в работах [115,116] для случая двух колец, сопрягающихся своими торцами, одно из которых вращается с постоянной угловой скоростью

$$Q_{н.у}(t) = \left[p_1(t) - p_{др} - \frac{3\rho \cdot \omega_{дв}^2}{20} (R^2 - r^2) \right] \cdot \frac{2\pi \cdot \delta^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R}{r}}, \quad (2.14)$$

где $p_1(t)$ – давление нагнетания;

$p_{др}$ – давление в дренажной системе;

$\frac{3\rho \cdot \omega_{дв}^2}{20} \cdot (R^2 - r^2)$ – центробежная составляющая, препятствующая

торцевым утечкам;

ρ – плотность рабочей жидкости;

R – внешний радиус кольца;

r – внутренний радиус кольца;

δ – величина радиального зазора;

μ – динамическая вязкость.

Математическая модель перетечек шестеренного насоса через радиальный зазор имеет вид [108]:

$$Q_{н.н}(t) = b \cdot \left(\frac{1}{8\mu} \cdot \frac{p_1(t) - p_{вс}}{\Delta\tau} \cdot A_1 - \pi \cdot R_{ш}^2 \cdot B_1 \right). \quad (2.15)$$

где $\Delta\tau$ – угол поворота ведущей шестерни

$$A_1 = R_{\kappa}^2 - R_{в.ш}^2 - \frac{4R_{\kappa}^2 \cdot R_{в.ш}^2}{R_{\kappa}^2 - R_{в.ш}^2} \cdot \ln^2 \frac{R_{\kappa}}{R_{в.ш}},$$

$$B_1 = \frac{2R_{\kappa}^2}{R_{\kappa}^2 - R_{в.ш}^2} \cdot \ln \frac{R_{\kappa}}{R_{в.ш}} - 1.$$

где $R_{в.ш}$ – радиус ведущей шестерни;

R_{κ} – радиус корпуса.

Расход $Q_{н.к}(t)$, вызванный компрессией и декомпрессией рабочей жидкости, определяется из выражения [188,232]:

$$Q_{н.к}(t) = C_n \cdot [p_1(t) - p_{сл}] \frac{\omega_n(t)}{E_{ж}}, \quad (2.16)$$

где $C_n = \frac{(2W_{н.м} + W_n)}{2}$ – коэффициент пропорциональности,

$W_{н.м} = \frac{V_{н.м}}{2\pi}$ – характерный «мертвый» объем насоса,

$V_{н.м}$ – «мертвый объем».

Объемный модуль упругости двухфазной рабочей жидкости определяется выражением [208]:

$$E_{ж} = K(p_1 + 1) \cdot (Ap_1 + B) \cdot \frac{(1 - m_0) \cdot D_1 + m_0 \cdot D_2}{K(p_1 + 1) \cdot (1 - m_0) \cdot D_1 + m_0 (Ap_1 + B) \cdot D_2}, \quad (2.17)$$

где $D_1 = A \sqrt{\frac{Ap_0 + B}{Ap_1 + B}}$, $D_2 = K \sqrt{\frac{p_0 + 1}{p_1 + 1}}$;

K – показатель политропы;

A и B – параметры рабочей жидкости, зависящие от типа масла и рабочей температуры системы;

m_0 – содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости в относительных единицах.

Деформационный расход $Q_{н.д}(t)$ в насосе, обусловленный сжатием рабочей жидкости, определяется из выражения:

$$Q_{н.д}(t) = \frac{V_{н.д}}{E_{ж}} \frac{dp_1(t)}{dt},$$

где $V_{н.д} = 0,5 \cdot \left(0,5 \pi \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right) + V_{н.м} \right)$ – объем рабочей жидко-

сти в нагнетательной полости насоса.

$$Q_{н.д}(t) = \frac{\left(0,5 \pi \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3}\right) + V_{н.м}\right)}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (2.18)$$

Подача рабочей жидкости на выходе насоса с учетом выражений всех составляющих равна

$$Q_n(t) = \frac{0,5 \pi \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3}\right)}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - \left[p_1(t) - p_{оп} - \frac{3\rho \cdot \omega_{дв}^2}{20} (R^2 - r^2) \right] \times \\ \times \frac{2\pi \cdot \delta^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R}{r}} - b \cdot \left(\frac{1}{8\mu} \cdot \frac{p_1(t) - p_{вс}}{\Delta\tau} \cdot A_1 - \pi \cdot R_{ш}^2 \cdot B_1 \right) - C_n \cdot \frac{\omega_n(t)}{E_{жс}} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - \\ - \frac{\left(0,5 \pi \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3}\right) + V_{н.м}\right)}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (2.19)$$

Полученные уравнения (2.12...2.19), описывают динамику изменения подачи нерегулируемого шестеренного насоса $Q_n(t)$ насосной установки с разомкнутой циркуляцией потока.

Предохранительный клапан непрямого действия. В связи с тем, что исследуемый высокомоментный вращатель планетарного типа применяется для привода активных рабочих органов мобильной техники с большими инерционными нагрузками (приведенный момент инерции изменяется в диапазоне $0,1 \leq J \leq 1500 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$), для ограничения всплесков давления в момент пуска и остановки вращателя рекомендуется использование предохранительного клапана непрямого действия [25,94,95,98].

Представленная расчетная схема (физическая модель) предохранительного клапана непрямого действия (рис. 2.4) позволяет разработать математическую модель рабочих процессов клапана, описывающую его принцип действия [25].

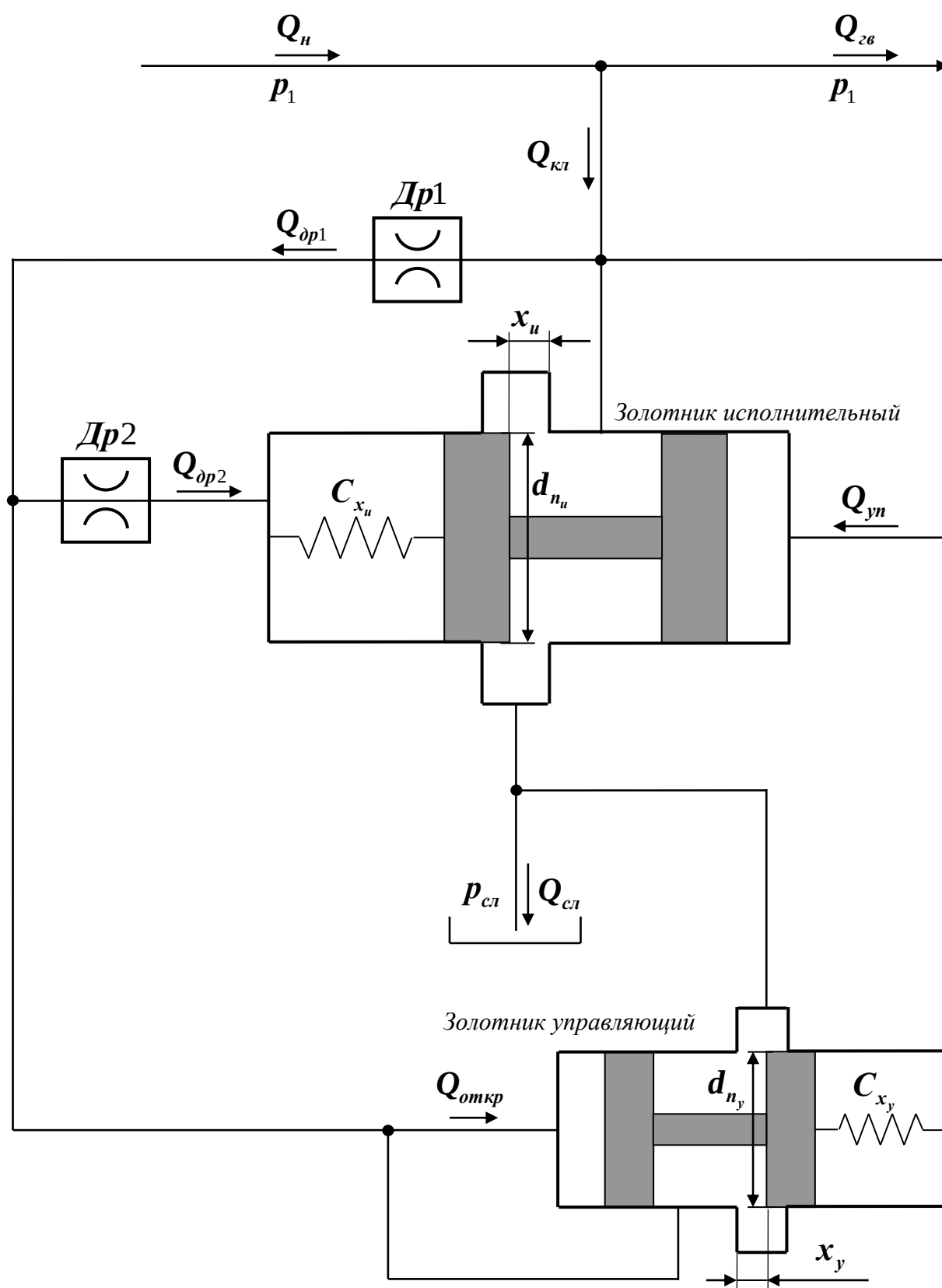


Рис. 2.4. Расчетная схема предохранительного клапана

Исследуемый клапан состоит из двух золотников – исполнительного и управляющего. С целью идентификации расчетных элементов математической модели примем, что оба золотника плунжерного типа (рис. 2.4).

Текущий расход через открытый предохранительный клапан можно определить как сумму текущих расходов через исполнительный и управляющий золотники

$$Q_{кл}(t) = Q_{кл_u}(t) + Q_{кл_y}(t).$$

Текущий расход через исполнительный золотник определяется выражением:

$$Q_{кл_u}(t) = \mu' \cdot S_u(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{cl}]}, \quad (2.20)$$

где μ' – коэффициент расхода зависящий от формы исполнительного золотника;

$S_u(t)$ – текущая площадь раскрытия исполнительного золотника

$$S_u(t) = \pi \cdot d_{n_u} \cdot x_u(t),$$

где d_{n_u} – диаметр плунжера исполнительного золотника;

$x_u(t)$ – текущее перемещение плунжера исполнительного золотника от его закрытого положения.

Аналогично определяется расход через управляющий золотник:

$$Q_{кл_y}(t) = \mu \cdot \pi \cdot d_{n_y} \cdot x_y(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_{dp1}(t) - p_{cl}]}, \quad (2.21)$$

где d_{n_y} – диаметр плунжера управляющего золотника;

$x_y(t)$ – текущее перемещение плунжера управляющего золотника от его закрытого положения.

Деформационный расход трубопроводов, на участке насос-клапан-гидромотор, зависящий от сжимаемости рабочей жидкости, определяется из выражения [188]:

$$Q_{сж} (t) = \frac{V_{mp}}{E_{ж}} \frac{dp_{нагн}}{dt}, \quad (2.22)$$

где V_{mp} – объем рабочей жидкости в трубопроводах, на участке насос-клапан-гидромотор.

Расход через демпфирующий дроссель управляющего золотника $Др1$ определяется выражением:

$$Q_{dp1} (t) = K_{dp1} \cdot [p_{dp1} (t) - p_{cl}], \quad (2.23)$$

где K_{dp1} – проводимость дросселя управляющего золотника $Др1$. При ламинарном течении рабочей жидкости в дросселе

$$K_{dp1} = \frac{\pi \cdot d_{dp1}^4}{128\mu' \cdot l_1},$$

где d_{dp1} – диаметр дроссельного отверстия управляющего золотника;

l_1 – длина дросселя управляющего золотника.

Расход через демпфирующий дроссель исполнительного золотника $Др2$ определяется аналогично

$$Q_{dp2} (t) = \frac{\pi \cdot d_{dp2}^4}{128\mu' \cdot l_2} \cdot [p_{dp2} (t) - p_{cl}], \quad (2.24)$$

где d_{dp2} – диаметр дроссельного отверстия управляющего золотника;

l_2 – длина дросселя управляющего золотника.

Расход, необходимый для срабатывания управляющего золотника, определяется из выражения:

$$Q_{yn_y} (t) = S_{nl_y} \frac{dx_y}{dt},$$

где S_{nl_y} – эффективная площадь плунжера управляющего золотника.

При малом объеме демпфирующей полости можно пренебречь сжимаемостью рабочей жидкости в этом объеме. Тогда расход дросселя $Др1$ мож-

но записать в виде:

$$Q_{\partial p1}(t) = S_{nly} \frac{dx_y}{dt}.$$

Из равенства расходов $Q_{yn_y}(t)$ и $Q_{\partial p1}(t)$, получаем:

$$K_{\partial p1} \cdot [p_{\partial p1}(t) - p_{cl}] = S_{nly} \frac{dx_y}{dt}.$$

Тогда, при $p_{cl} = 0$

$$K_{\partial p1} \cdot p_{\partial p1}(t) = S_{nly} \frac{dx_y}{dt}.$$

Откуда

$$p_{\partial p1}(t) = \frac{S_{nly}}{K_{\partial p1}} \frac{dx_u}{dt}.$$

Аналогично определяется расход, необходимый для срабатывания исполнительного золотника, из выражения:

$$Q_{yn_u}(t) = S_{nlu} \frac{dx_u}{dt},$$

где S_{nlu} – эффективная площадь плунжера исполнительного золотника.

Тогда

$$K_{\partial p2} \cdot [p_{\partial p2}(t) - p_{cl}] = S_{nlu} \frac{dx_u}{dt},$$

при $p_{cl} = 0$

$$K_{\partial p2} \cdot p_{\partial p2}(t) = S_{nlu} \frac{dx_u}{dt}.$$

Откуда

$$p_{\partial p2}(t) = \frac{S_{nlu}}{K_{\partial p2}} \frac{dx_u}{dt}.$$

Неразрывность расходов на участке насос – клапан – гидровращатель при открытом предохранительном клапане:

$$Q_n(t) = Q_{zm}(t) + Q_{кл}(t) + Q_{сж}(t) + Q_{yn_y}(t) + Q_{yn_u}(t). \quad (2.25)$$

Уравнение движения плунжера управляющего золотника в процессе работы имеет вид [25]:

$$m_y \frac{d^2 x_y(t)}{dt^2} = S_{nly} \cdot [p_1(t) - p_{dp1}(t)] - F_{np_y}(t) - F_{zdy}(t) - F_{mp_y}, \quad (2.26)$$

где m_y – масса плунжера управляющего золотника;

$$F_{np_y}(t) = C_{x_y} \cdot [x_y(t) + x_{z_y}] - \text{сила пружины управляющего золотника,}$$

где x_{z_y} – величина предварительного сжатия пружины управляющего золотника;

C_{x_y} – жесткость пружины управляющего золотника

$F_{zdy}(t)$ – гидродинамическая сила, действующая на плунжер управляющего золотника,

$$F_{zdy}(t) = 2\mu^2 \cdot \pi \cdot d_{n_y} \cdot x_y(t) \cdot p_1(t) \cdot \cos \theta, \quad (2.27)$$

где θ – угол между вектором скорости потока, проходящего через щель, и осью плунжера;

$$F_{mp_y} = F_{mp0} \cdot \text{sign} \frac{dx_y}{dt} - \text{сила трения в плунжере управляющего зо-}$$

лотника, где F_{mp0} – модуль силы трения,

$$\text{sign} \frac{dx_y}{dt} = \begin{cases} +1 & \text{при } \frac{dx_y}{dt} > 0 \\ -1 & \text{при } \frac{dx_y}{dt} < 0 \end{cases}.$$

Движения плунжера исполнительного золотника в процессе работы описывается аналогичным уравнением:

$$m_u \frac{d^2 x_u(t)}{dt^2} = S_{n_{lu}} \cdot [p_1(t) - p_{dp2}(t)] - F_{np_u}(t) - F_{zd_u}(t) - F_{mp_u}, \quad (2.28)$$

где m_u – масса плунжера исполнительного золотника;

$$F_{np_u}(t) = C_{x_u} \cdot [x_u(t) + x_{z_u}] - \text{сила пружины исполнительного золотника,}$$

где x_{z_u} – величина предварительного сжатия пружины исполнительного золотника;

C_{x_u} – жесткость пружины исполнительного золотника

$F_{zd_u}(t)$ – гидродинамическая сила, действующая на плунжер исполнительного золотника,

$$F_{zd_u}(t) = 2\mu^2 \cdot \pi \cdot d_{n_u} \cdot x_u(t) \cdot p_{dp1}(t) \cdot \cos \theta, \quad (2.29)$$

$F_{mp_u} = F_{mp0} \cdot \text{sign} \frac{dx_u}{dt}$ – сила трения в плунжере исполнительного золотника,

$$\text{sign} \frac{dx_u}{dt} = \begin{cases} +1 & \text{при } \frac{dx_u}{dt} > 0 \\ -1 & \text{при } \frac{dx_u}{dt} < 0 \end{cases}.$$

Остановимся на ограничениях движения плунжеров предохранительного клапана, определяемых конструкцией и физикой их функционирования. Так как ход плунжеров ограничен корпусом предохранительного клапана, то их перемещение определяется неравенством:

$$0 \leq x_u \leq x_{\max_u} - \text{для исполнительного золотника,}$$

$$0 \leq x_y \leq x_{\max_y} - \text{для управляющего золотника.}$$

В модели следует учесть, что величина открытия щели золотников предохранительного клапана не может быть отрицательной

$$x_{w_u} = x - x_{0_u} \geq 0 - \text{для исполнительного золотника,}$$

$x_{u_y} = x - x_{0_y} \geq 0$ – для управляющего золотника.

Ограничения на скорость перемещения плунжеров предохранительного клапана, связанные с конечным интервалом их хода и определяются соответствующими неравенствами:

для исполнительного золотника

$$\dot{x}_u = \begin{cases} 0 & \text{при } \dot{x}_u > 0, \quad x_u = x_{\max_u}, \\ 0 & \text{при } \dot{x}_u < 0, \quad x_u = 0, \\ \dot{x}_u & \text{при } 0 < x_u < x_{\max_u}. \end{cases}, \quad (2.30)$$

для управляющего золотника

$$\dot{x}_y = \begin{cases} 0 & \text{при } \dot{x}_y > 0, \quad x_y = x_{\max_y}, \\ 0 & \text{при } \dot{x}_y < 0, \quad x_y = 0, \\ \dot{x}_y & \text{при } 0 < x_y < x_{\max_y}. \end{cases}. \quad (2.31)$$

Представленная математическая модель (2.20...2.31) является нелинейной ввиду нелинейности уравнений (2.20), (2.27...2.31). Если систему уравнений (2.20...2.31) решить относительно одной переменной, то получим нелинейное дифференциальное уравнение 3-го порядка. Для получения единственного решения уравнения 3-го порядка или системы уравнений (2.20...2.31) необходимо иметь 3 начальных условия.

Начальные условия можно определить из уравнений статики и физической картины функционирования исследуемого объекта [25].

В установившемся режиме (при $\dot{x}_u(0) = \ddot{x}_u(0) = 0$) модель клапана в статике представлена выражениями:

$$Q_u(0) - Q_{z.m}(0) = \Delta Q(0) = \mu \cdot \pi \cdot d_{n_u} \cdot x_u(0) \cdot \sqrt{\frac{2p_1(0)}{\rho}}, \quad (2.32)$$

$$p_{op2}(0) = 0, \quad (2.33)$$

$$S_{n_u} \cdot p_1(0) - C_{x_u} [x_u(0) + x_{0_u}] - 2 \cdot \mu^2 \cdot \pi \cdot d_{n_u} x_u(0) \cdot p_1(0) \cdot \cos \theta = 0. \quad (2.34)$$

При заданных $\Delta Q(0)$ (входное воздействие) и $p_{нагн}(0)$ (начальное условие), находим третье начальное условие:

$$x_u(0) = \frac{\Delta Q(0)}{\mu \cdot \pi \cdot d_{n_u} \cdot \sqrt{\frac{2p_1(0)}{\rho}}}.$$

Величина положительного перекрытия клапана из выражения (2.34) равна:

$$x_{0_u} = \frac{S_{n_{л_u}} \cdot p_1(0) - C_{x_u} \cdot x_u(0) - 2 \cdot \mu^2 \cdot \pi \cdot d_{n_u} x_u(0) \cdot p_1(0) \cdot \cos \theta}{C_{x_u}}. \quad (2.35)$$

Таким образом, начальными условиями для исследуемой системы являются: $x_u(0), x_y(0), \dot{x}_u(0) = 0, \dot{x}_y(0) = 0$ и $p_1(0)$.

Полученные уравнения (2.20...2.35), описывают динамику ограничения давления $p_1(t)$ в исследуемом гидроагрегате путем срабатывания предохранительного клапана.

2.2.2. Математическая модель рабочих процессов высокомоментного гидровращателя с упруго-инерционной нагрузкой.

Исследуемый высокомоментный вращатель планетарного типа применяется для привода активных рабочих органов мобильной техники с большими инерционными нагрузками (приведенный момент инерции изменяется в диапазоне $0,1 \leq J \leq 1500 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$). Поэтому, при составлении расчетной схемы гидровращателя (рис.2.5) учитывалась инерционная нагрузка с упругими связями [5,206].

Для разработки математической модели гидровращателя с инерционной нагрузкой необходимо последовательно рассмотреть все математические зависимости описывающие динамику изменения выходных характеристик гидравлического вращателя планетарного типа с учетом его конструктивных особенностей, а затем описать динамику воздействия инерционной нагрузки на «вал» гидровращателя.

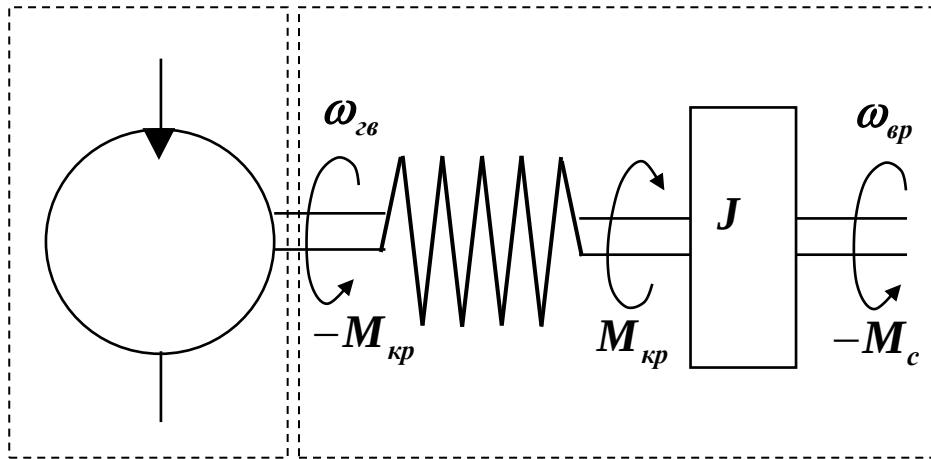


Рис. 2.5. Расчетная схема гидровращателя с инерционной нагрузкой

Высокомоментный гидравлический вращатель. Для разработки математической модели рабочих процессов высокомоментного гидровращателя планетарного типа необходимо описать динамику изменения его выходных характеристик в зависимости от изменения прикладываемой инерционной нагрузки. Необходимые зависимости описываются уравнениями неразрывности (расходов) и уравнениями моментов на «валу» гидровращателя исследуемого гидроагрегата.

Согласно схеме расходов (рис. 2.6) гидровращателя [141], уравнение расходов исследуемого высокомоментного гидровращателя имеет вид:

$$Q_{zv}(t) = Q_{zv,z}(t) + Q_{zv,y}(t) + Q_{zv,n}(t) + Q_{zv,k}(t) + Q_{zv,d}(t), \quad (2.36)$$

где $Q_{zv,y}(t)$ – расход утечек высокомоментного гидровращателя;

$Q_{zv,n}(t)$ – расход перетечек высокомоментного гидровращателя.

Расход $Q_{zv,k}(t)$, вызванный компрессией рабочей жидкости в гидровращателе, определяется из выражения:

$$Q_{zv,k}(t) = \frac{C_{zv} \cdot \omega_{zv}(t) \cdot [p_1(t) - p_{cl}]}{E_{ж}}, \quad (2.37)$$

где $C_{zv} = \frac{(2W_{zv,m} + W_{zv})}{2}$ – коэффициент пропорциональности;

где $W_{zv} = \frac{V_{zv}}{2\pi}$ – характерный объем гидровращателя;

$W_{zv..m} = \frac{V_{zv..m}}{2\pi}$ – характерный «мертвый» объем гидровращателя;

V_{zv} – рабочий объем гидровращателя, равен:

$$V_{zv} = 2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e, \quad (2.38)$$

где e – межцентровое расстояние между вытеснителями;

b – высота направляющей гидровращателя;

R_n – радиус делительной окружности направляющей;

Z_n – число зубьев направляющей гидровращателя;

$V_{zv..m}$ – «мертвый» объем гидровращателя.

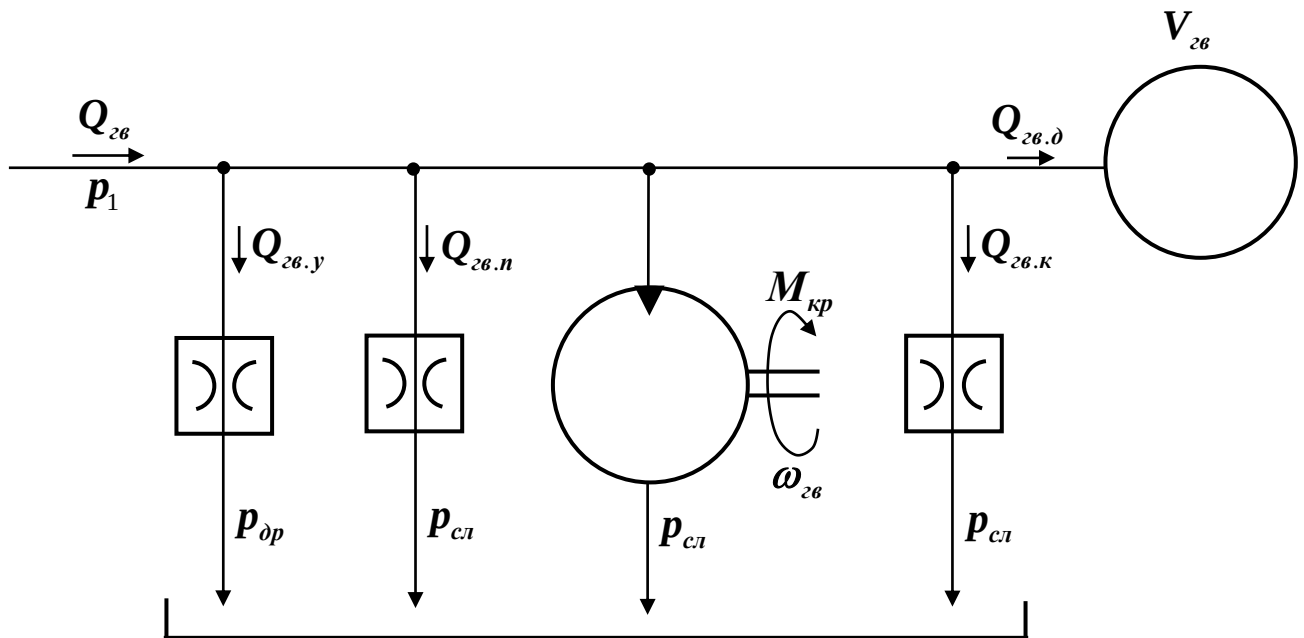


Рис. 2.6. Схема расходов высокомоментного гидровращателя

Деформационный расход гидровращателя $Q_{zv.d}(t)$, определяется выражением:

$$Q_{zv.d}(t) = \frac{V_{zv.d}}{E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt},$$

где $V_{zv.d} = 0,5 \cdot (2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e + V_{zv..m})$ – объем рабочей жидкости в нагнетательной магистрали гидровращателя.

Тогда,

$$Q_{zв.д}(t) = \frac{(2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e + V_{zв.м})}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (2.39)$$

Геометрический расход рабочей жидкости гидровращателя, определяется выражением:

$$Q_{zв.з}(t) = \frac{V_{zв}}{2\pi} \cdot \omega_{zв}(t) = R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{zв}(t). \quad (2.40)$$

При подстановке в выражение (2.36) всех составляющих расходов получим:

$$Q_{zв}(t) = R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{zв}(t) + C_{zв.у} \cdot p_1(t) + C_{zв.н} \cdot [p_1(t) - p_{сл}(t)] + \\ + C_{zв} \cdot \frac{\omega_{zв}(t)}{E_{жс}} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] + \frac{(2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e + V_{zв.м})}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt}. \quad (2.41)$$

Так как, в гидроагрегате (рис. 2.1) установлен предохранительный клапан, срабатывающий от превышения давления в нагнетательной магистрали, то расход рабочей жидкости, подводимый к гидровращателю, в моменты превышения давления в нагнетательной магистрали гидроагрегата, будет определяться выражением:

$$Q_{zв}(t) = Q_n(t) - Q_{кл}(t),$$

а уравнение неразрывности расходов (2.16) в гидроагрегате с планетарным гидровращателем будет иметь вид:

$$Q_{zв.з}(t) + Q_{zв.у}(t) + Q_{zв.н}(t) + Q_{zв.к}(t) + Q_{zв.д}(t) = \\ = Q_{н.з}(t) - Q_{н.у}(t) - Q_{н.н}(t) - Q_{н.к}(t) - Q_{н.д}(t) - Q_{кл}(t). \quad (2.42)$$

Для определения давления нагнетания $p_1(t)$ в системе, решим уравнение расходов (2.36) относительно производной давления $\frac{dp_1(t)}{dt}$ с подстановкой составляющих $Q_{н.д}(t)$, $Q_{zв.д}(t)$ и $Q_{сжс}(t)$, содержащих эту производную. После преобразований получим:

$$\frac{dp_1(t)}{dt} = \frac{E_{ж}}{(V_{н.д} + V_{зб.д} + V_{мп})} \cdot \left\{ \frac{0,5 \pi \cdot b \cdot \left(D_e^2 - d^2 - \frac{t_0^2}{3} \right)}{2\pi} \cdot \omega_n(t) \cdot e - R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{зб}(t) - \right. \\ \left. - \left[p_1(t) - p_{dp} - \frac{3\rho \cdot \omega_{дв}^2}{20} (R^2 - r^2) \right] \cdot \frac{2\pi \cdot \delta^3}{12\mu \cdot \ln \frac{R}{r}} - b \cdot \left(\frac{1}{8\mu} \cdot \frac{p_1(t) - p_{вс}}{\Delta \tau} \cdot A_1 - \pi \cdot R_{ш}^2 \cdot B_1 \right) - \right. \\ \left. - C_{зб.у} \cdot p_1(t) - C_{зб.н} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - \frac{1}{E_{ж}} \cdot [C_n \cdot \omega_n(t) + C_{зб} \cdot \omega_{зб}(t)] \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - \right. \\ \left. - \mu \cdot \pi \cdot d_n \cdot x(t) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} [p_1(t) - p_{сл}]} - S_{нл} \frac{dx}{dt} \right\}. \quad (2.43)$$

Интегрируя полученное выражение, получаем давление $p_1(t)$ в нагнетательной магистрали гидроагрегата.

Уравнение моментов на «валу» гидровращателя в общем случае имеет вид:

$$M_{кр} - M_c = J \cdot \frac{d\omega_{зб}(t)}{dt}. \quad (2.44)$$

Крутящий момент на «валу» гидровращателя определяется из выражения

$$M_{кр} = \frac{V_{зб}}{2\pi} \cdot \eta_{з.м} \cdot [p_1(t) - p_{сл}], \quad (2.45)$$

Подставляя в уравнение (2.44) выражение (2.45), получаем:

$$\frac{d\omega_{зб}(t)}{dt} = \frac{1}{J} \cdot \left[\frac{V_{зб}}{2\pi} \cdot \eta_{з.м} \cdot [p_1(t) - p_{сл}] - M_c \right]. \quad (2.46)$$

Интегрируя полученное выражение, находим угловую скорость $\omega_{зб}(t)$ «вала» гидровращателя.

Полученные уравнения (2.36...2.46), описывают динамику изменения угловой скорости $\omega_{zv}(t)$ и крутящего момента $M_{кр}$ «вала» гидровращателя в исследуемом гидроагрегате.

Инерционная нагрузка. Приведенный момент инерции J для привода активных рабочих органов мобильной техники с большими инерционными нагрузками изменяется в диапазоне $0,1 \leq J \leq 1500 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Поэтому для получения достоверной математической модели необходимо описать динамические свойства инерционной нагрузки с упругими связями [5,72,206].

Механизмы вращения могут испытывать динамическую нагрузку как в периоды неустановившегося движения (пуск и остановка), так и в периоды установившейся работы. При пуске и остановке, динамические нагрузки, в связи с наличием в механизмах нагрузки больших движущихся масс, достигают по сравнению со статическими нагрузками значительно больших значений. При установившейся работе механизмов вращения, представленных в виде двух масс, соединенных упругим звеном (рис. 2.7.), имеют место крутильные колебания относительно невысоких собственных частот, вследствие этого может произойти совпадение частот собственных колебаний системы с частотой вынужденных колебаний [72].

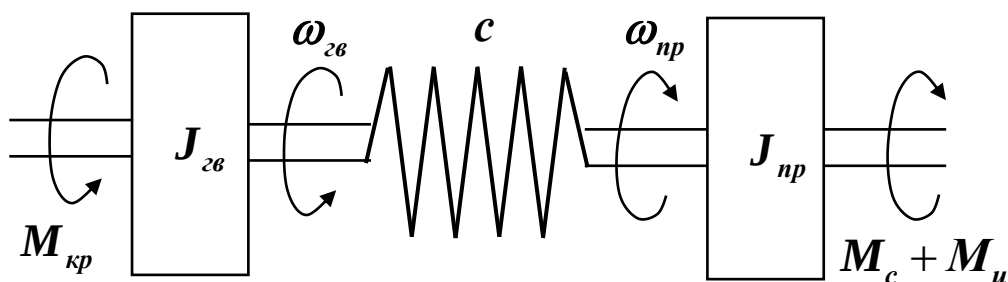


Рис. 2.7. Расчетная схема упруго-инерционной нагрузки

При разработке математической модели упруго-инерционной нагрузки условимся [72] в дальнейшем считать, что:

J_{zv} – приведенный момент инерции вращающихся частей гидровращателя;

J_{np} – приведенный момент инерции вращающихся частей привода активного рабочего органа мобильной машины;

$\varphi_{зв}$ – приведенный угол поворота «вала» гидровращателя;

φ_{np} – приведенный угол поворота активного рабочего органа мобильной машины;

M_u – избыточный (ускоряющий) вращающий момент;

M_c – момент статического сопротивления вращению активного рабочего органа мобильной машины;

c – приведенная угловая жесткость элементов передач механизма вращения активного рабочего органа мобильной машины.

Условимся, что кинетическая энергия вращающихся частей гидровращателя и активного рабочего органа будет равна

$$T = \frac{J_{np}}{2} \cdot \left(\frac{d\varphi_{np}}{dt} \right)^2 + \frac{J_{зв}}{2} \cdot \left(\frac{d\varphi_{зв}}{dt} \right)^2,$$

а потенциальная энергия соответственно

$$V = \frac{(\varphi_{np} - \varphi_{зв})^2 \cdot c}{2}.$$

Действующий на массу J_{np} внешний момент равен:

$$M_{np} = M_c + M_u.$$

Дифференцируя T по $\frac{d\varphi_{np}}{dt}$ и t , а также V по φ_{np} , получим дифференциальное уравнение движения массы с моментом J_{np} в следующем виде

$$J_{np} = \frac{d^2\varphi_{np}}{dt^2} + (\varphi_{np} - \varphi_{зв}) \cdot c = M_c + M_u. \quad (2.47)$$

Действующий на массу $J_{зв}$ внешний момент равен:

$$M_{зв} = -M_c - m \cdot g \cdot s,$$

где s – амплитуда колебаний.

Тогда уравнение движения примет вид:

$$J_{z\theta} \frac{d^2 \varphi_{np}}{dt^2} - (\varphi_{np} - \varphi_{z\theta}) \cdot c = -M_c - m \cdot g \cdot s. \quad (2.48)$$

Умножив выражения (2.47) на $J_{z\theta}$, а (2.48) на J_{np} , после преобразования получим

$$\begin{aligned} & \frac{d^2 \varphi_{np}}{dt^2} - \frac{d^2 \varphi_{z\theta}}{dt^2} + \frac{(J_{z\theta} + J_{np}) \cdot c}{J_{z\theta} \cdot J_{np}} \cdot (\varphi_{np} - \varphi_{z\theta}) \cdot c = \\ & = \frac{M_c \cdot (J_{z\theta} + J_{np})}{J_{z\theta} \cdot J_{np}} + \frac{M_u}{J_{z\theta}} + \frac{m \cdot g \cdot s}{J_{np}}. \end{aligned} \quad (2.49)$$

С учетом амплитуды колебаний нагрузки [72] выражение (2.49) примет вид:

$$\begin{aligned} & \left(\frac{d^2 \varphi_{np}}{dt^2} - \frac{d^2 \varphi_{z\theta}}{dt^2} \right) + \frac{(J_{z\theta} + J_{np}) \cdot c}{J_{z\theta} \cdot J_{np}} \cdot (\varphi_{np} - \varphi_{z\theta}) \cdot c = \\ & = \frac{M_c \cdot (J_{z\theta} + J_{np})}{J_{z\theta} \cdot J_{np}} + \frac{M_u}{J_{z\theta}} + \frac{M_u \cdot m}{J_{np} \cdot (m + J_{z\theta} + J_{np})} \cdot \\ & \cdot \left[1 - \cos \sqrt{g \cdot \left(1 + \frac{m}{J_{z\theta} + J_{np}} \right)} \cdot t \right]. \end{aligned} \quad (2.50)$$

В выражении (2.50) обозначим:

$$k_1 = \sqrt{\frac{(J_{z\theta} + J_{np}) \cdot c}{J_{z\theta} \cdot J_{np}}}, \quad k_2 = \sqrt{g \cdot \left(1 + \frac{m}{J_{z\theta} + J_{np}} \right)}.$$

Тогда, общее уравнение деформации упругого звена будет иметь вид:

$$\begin{aligned} & \varphi_{np} - \varphi_{z\theta} = A \cdot \sin k_1 t + B \cdot \cos k_1 t + \\ & + \frac{M_u \cdot m}{J_{z\theta} \cdot (m + J_{z\theta} + J_{np})} \cdot \left(\frac{1}{k_1^2} - \frac{1}{k_1^2 - k_2^2} \cdot \cos k_2 t \right) + \frac{M_u}{J_{np} \cdot k_1^2} + \frac{M_c}{c}. \end{aligned} \quad (2.51)$$

Для случая пуска ($t = 0$):

$$\varphi_{np} - \varphi_{z\theta} = \frac{M_c}{c};$$

$$\frac{d\varphi_{np}}{dt} - \frac{d\varphi_{zg}}{dt} = 0;$$

$$A = 0;$$

$$B = -\frac{M_u}{k_1^2} \left[\frac{1}{J_{np}} - \frac{m \cdot k_2^2}{(k_1^2 - k_2^2) \cdot J_{zg} \cdot (m + J_{zg} + J_{np})} \right].$$

Тогда уравнение (2.51) примет вид:

$$\begin{aligned} \varphi_{np} - \varphi_{zg} &= \frac{M_u}{J_{np} \cdot k_1^2} (1 - \cos k_1 t) + \\ &+ \frac{M_u \cdot m \cdot k_2^2}{J_{zg} \cdot (k_1^2 - k_2^2) \cdot (m + J_{zg} + J_{np})} \cdot \left(\frac{1}{k_1^2} \cdot \cos k_1 t - \frac{1}{k_2^2} \cdot \cos k_2 t \right) + \\ &+ \frac{M_u \cdot m}{J_{zg} \cdot k_1^2 \cdot (m + J_{zg} + J_{np})} + \frac{M_c}{c}. \end{aligned}$$

Момент, воспринимаемый упругим звеном при пуске планетарного гидровращателя, соответственно, будет равен

$$\begin{aligned} M_{kp} &= (\varphi_{np} - \varphi_{zg}) \cdot c = \frac{M_u \cdot c}{J_{np} \cdot k_1^2} (1 - \cos k_1 t) + \\ &+ \frac{M_u \cdot m \cdot k_2^2 \cdot c}{J_{zg} \cdot (k_1^2 - k_2^2) \cdot (m + J_{zg} + J_{np})} \cdot \left(\frac{1}{k_1^2} \cdot \cos k_1 t - \frac{1}{k_2^2} \cdot \cos k_2 t \right) + \\ &+ \frac{M_u \cdot m \cdot c}{J_{zg} \cdot k_1^2 \cdot (m + J_{zg} + J_{np})} + M_c. \end{aligned} \quad (2.52)$$

Поскольку составляющие частоты k_1 и k_2 не зависят друг от друга, то для планетарных гидравлических вращателей, принимаем [72], что

$$k_1^2 - k_2^2 \approx k_1^2, \text{ где } k_1^2 = \frac{(J_{zg} + J_{np}) \cdot c}{J_{zg} \cdot J_{np}}.$$

Тогда, максимальное значение нагрузки гидровращателя будет определяться выражением

$$M_{\max} = \frac{2M_u (m + J_{zg})}{m + J_{zg} + J_{np}} + M_c. \quad (2.53)$$

Выражение (2.53) справедливо при предварительном нагружении планетарного гидровращателя силой, равной или близкой силе статического сопротивления вращению.

Полученные математические модели рабочих процессов приводного двигателя, шестеренного насоса, предохранительного клапана непрямого действия, планетарного гидровращателя и упруго-инерционной нагрузки позволяют использовать их для моделирования работы гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной техники. Они описывают динамические и статические процессы, происходящие в элементах гидроагрегата, учитывают особенности функционирования и взаимное влияние всех его элементов, а также учитывают особенности рабочей жидкости.

2.3. Математическая модель рабочих процессов гидравлического вращателя планетарного типа

Математическое описание гидравлического вращателя в составе гидроагрегата носит достаточно общий характер, отражающий функционирование гидровращателя планетарного типа лишь частично. Поэтому, для построения общей математической модели рабочих процессов планетарного гидравлического вращателя необходимо учитывать конструктивные и функциональные особенности его вытеснительной и распределительной систем.

Анализ выполненных исследований [7,19,29,67,81,90,141,164,173,188,241,246,253], позволил отметить следующие важные неучтенные факторы, влияющие на полноту описания математической модели рабочих процессов гидровращателя планетарного типа:

- заполнение рабочей жидкостью рабочих камер гидравлического вращателя планетарного типа, образованных элементами его вытеснительной системы, при формировании вращающегося гидравлического поля;
- математическое описание потерь при течении рабочей жидкости в проточных частях распределительной системы планетарного гидровращателя при определении его геометрических параметров и выходных характеристик;

- повышение точности расчета гидравлических, механических и объемных потерь в планетарном гидровращателе;
- определение геометрических параметров элементов распределительной системы непосредственного типа для планетарных гидравлических вращателей;
- определение геометрических параметров элементов вытеснительной системы определяющих формирование вращающегося гидравлического поля для гидравлических вращателей планетарного типа;
- исследование рабочих процессов распределительной и вытеснительной систем на базе усовершенствования математической модели гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата, включающей функциональные выражения, ограничения и критерии, описывающие рабочие процессы и функционирование узлов планетарного гидровращателя и их взаимодействие с рабочей жидкостью, как единое целое.

Таким образом, для исследования рабочих процессов и выходных характеристик планетарного гидровращателя, работающего в составе гидроагрегата, необходимо разработать математические модели, описывающие рабочие процессы, происходящие в вытеснительной и распределительной системах гидровращателя планетарного типа с учетом их конструктивных и функциональных особенностей.

2.3.1. Математическая модель рабочих процессов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа.

При проектировании высокомоментного гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата очень важно исследовать влияние геометрических параметров элементов вытеснительной системы этого гидровращателя на его выходные характеристики. Для определения геометрических параметров элементов вытеснительной системы, а также для изучения их влияния на изменение выходных характеристик гидровращателя планетарного типа и гидроагрегата в целом, нами были выполнены теоретические исследования формообразования рабочих камер вытеснительной системы

планетарных гидровращателей [120,123,130,138,145,146,153,159,179,191].

Исследование взаимосвязи геометрических параметров вытеснительной системы

Анализ конструкции гидровращателя планетарного типа показал, что в отличие от остальных гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей, он состоит из четырех основных деталей (рис. 2.8): корпуса 1 (направляющей), эксцентрично установленного внутри корпуса 1 ротора 2 (шестерни) и двух крышек (без учета уплотнительных и соединительных элементов).

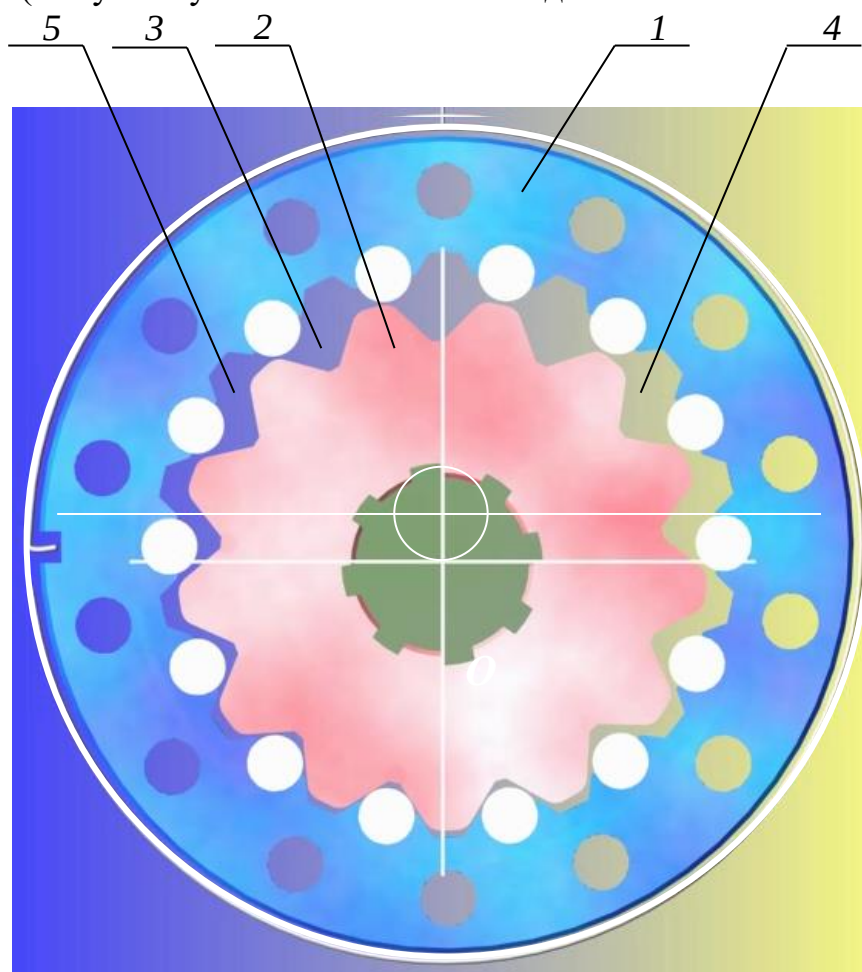


Рис. 2.8. Зубчатая пара с внутренним гипоциклоидальным зацеплением:
1 – корпус (направляющая); 2 – ротор (шестерня); 3 – рабочие камеры;
4 – зона нагнетания; 5 – зона слива

Охватывающий вытеснитель 1 (направляющая) с охватываемым вытеснителем 2 (шестерней) образуют зубчатую пару с внутренним гипоциклоидальным зацеплением (рис. 2.8), выполняющую две функции: обкатки и герметизации зоны слива 5 от зоны нагнетания 4. Профиль зубьев шестерни круговой.

Планетарное движение гидровращателя представлено следующим образом [137] (рис. 2.8): внутри неподвижного вытеснителя 1 (направляющей) со вращается охватываемый вытеснитель 2 (шестерня). Происходит вращение за счет действия гидравлического поля (зона нагнетания 4 и зона слива 5), которое поджимает шестерню. Двигается гидравлическое поле в сторону противоположную движению шестерни и за один оборот гидравлического поля шестерня поворачивается на один зуб относительно направляющей. Шестерня 2 движется параллельно направляющей, по окружности, которую образует направляющая 1. Центр шестерни O движется по окружности, т.е. совершает планетарное движение.

Для определения геометрических параметров вытеснительной системы (направляющей и шестерни) рассмотрим рис. 2.9. Линия центров OO' условно разделяет вытеснительную систему на зону нагнетания и зону слива, которые расположены строго симметрично, причем справа – зона нагнетания, а слева – зона слива.

Количество циклов $Z_{ц.}$, обусловленное кинематическими параметрами гидровращателя планетарного типа, определяется количеством зубьев направляющей $Z_{напр.}$, т.е. $Z_{ц.} = Z_{напр.}$,

Между количеством зубьев шестерни $Z_{ш}$ и направляющей $Z_{напр}$ существует взаимосвязь $Z_{напр} = Z_{ш} + 1$.

Примем, что радиус зуба направляющей равен r_n , радиус зуба шестерни – $r_{ш}$, центры зубьев направляющей расположены на окружности радиусом R_n (рис. 2.9), центр которой расположен в точке O_1 , центры зубьев шестерни – на окружности радиусом $R_{ш}$, центр которой расположен в точке O_2 , а расстояние между центрами окружностей равно $O_1O_2 = e$. При вращении шестерни центр O_2 описывает окружность радиусом e вокруг центра O_1 направляющей.

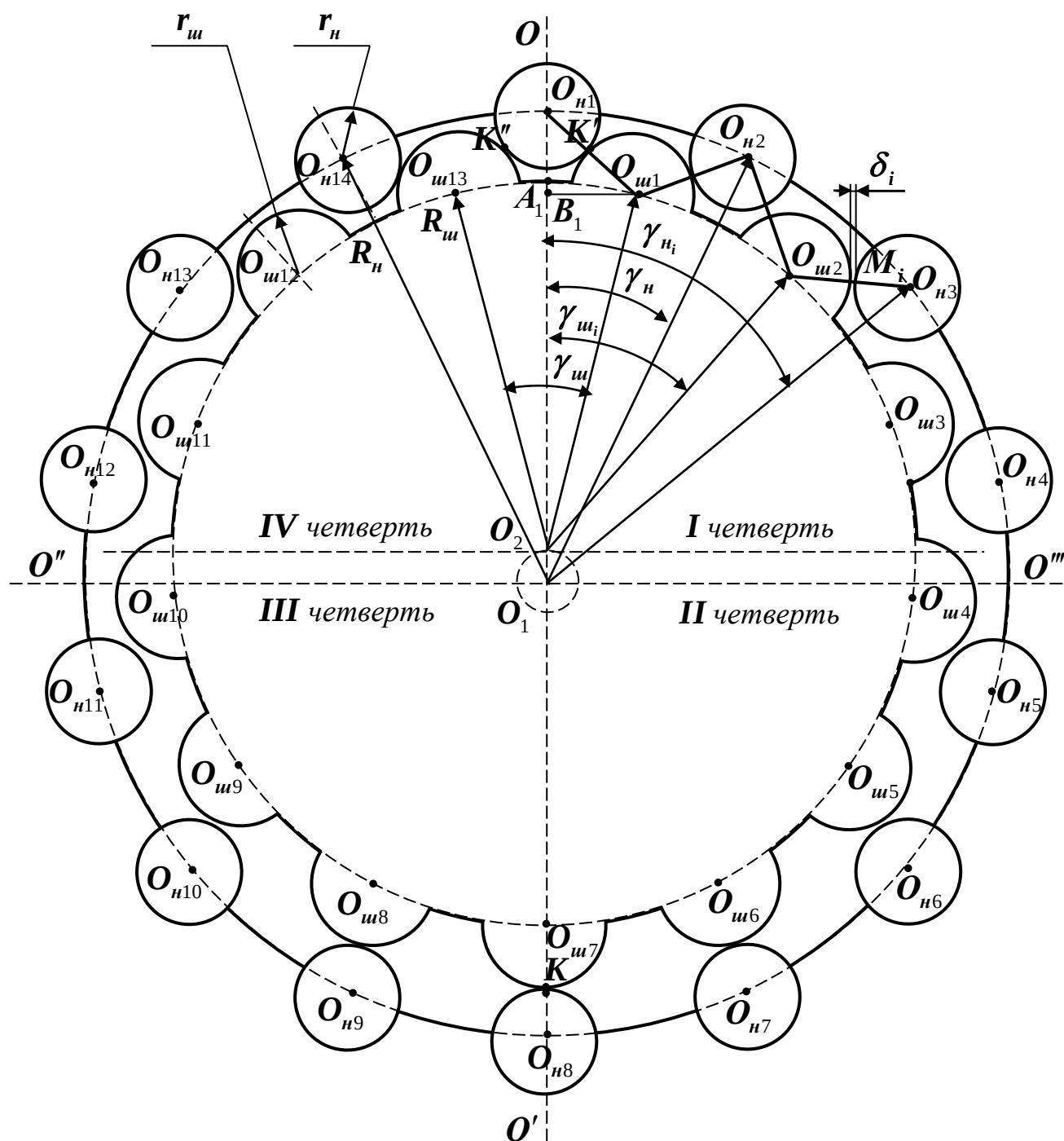


Рис. 2.9. Расчетная схема определения геометрических параметров вытеснительной системы (направляющей и шестерни) гидровращателя планетарного типа

Определим основные геометрические параметры, характеризующие вытеснительную систему гидровращателя планетарного типа.

Угол между зубьями шестерни в статическом положении равен

$$\gamma_{ш} = \frac{2\pi}{Z_{ш}}, \text{ а угол между окнами направляющей } - \gamma_n = \frac{2\pi}{Z_{напр}}.$$

Угол исходного смещения зуба шестерни от оси OO' равен

$$\gamma_{1ш} = \frac{\pi}{Z_{ш}}, \text{ а зуба направляющей равен } \gamma_{1н} = 0.$$

Текущие углы расположения зубьев шестерни $\gamma_{ш_i}$ определяются из выражения:

$$\gamma_{ш_i} = \gamma_{1ш} + \frac{2\pi}{Z_{ш}}(i-1), \quad (2.54)$$

где i – номер текущего зуба шестерни.

Текущие углы расположения зубьев направляющей $\gamma_{н_i}$ определяются из выражения:

$$\gamma_{н_i} = \frac{2\pi}{Z_{напр}}(i-1), \quad (2.55)$$

где i – номер текущего зуба направляющей.

Исходя из конструктивных соображений задаемся количеством зубьев $Z_{напр}$ направляющей и $Z_{ш}$ шестерни; радиусом расположения центров зубьев шестерни $R_{ш}$; радиусом зубьев направляющей r_n и шестерни $r_{ш}$.

Определим радиус расположения центров зубьев направляющей R_n , а также межцентрового расстояния e между вытеснителями (направляющей и шестерней) гидровращателя планетарного типа.

Для обеспечения работоспособности зубчатого зацепления, т.е. четкого разграничения зон нагнетания и слива, принимаем, что в точках контакта K , K' , K'' зубьев направляющей и шестерни зазоры равны нулю ($\delta = 0$).

Минимальному значению радиуса расположения центров зубьев шестерни $R_{\text{ш}}$ соответствует условие, когда $O_{\text{ш1}}B_1 = 0$, а $O_{\text{ш1}}O_{\text{ш1}} = O_{\text{ш1}}B_1$.

Так как, $O_{\text{ш1}}O_{\text{ш1}} = r_{\text{ш}} + r_{\text{ш}}$, а $O_{\text{ш1}}B_1$ из $\triangle O_2O_{\text{ш1}}B_1$:

$$O_{\text{ш1}}B_1 = O_2O_{\text{ш1}} \cdot \sin \frac{\gamma_{\text{ш}}}{2} = R_{\text{ш}} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{\text{ш}}},$$

то

$$r_{\text{ш}} + r_{\text{ш}} = R_{\text{ш}} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{\text{ш}}}.$$

Отсюда, радиус расположения центров зубьев шестерни $R_{\text{ш}}$ будет максимальным при условии:

$$R_{\text{шmax}} = \frac{r_{\text{ш}} + r_{\text{ш}}}{\sin \frac{\pi}{Z_{\text{ш}}}}, \quad (2.56)$$

а радиус зуба шестерни $r_{\text{ш}}$

$$r_{\text{ш}} = R_{\text{ш}} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{\text{ш}}} - r_{\text{ш}}. \quad (2.57)$$

Для определения радиуса расположения центров зубьев направляющей $R_{\text{н}}$ рассмотрим рис. 2.9. Из рис. 2.9 $O_{\text{н1}}O_{\text{н8}} = 2R_{\text{н}}$, $A_1O_{\text{ш7}} = 2R_{\text{ш}}$.

Тогда

$$R_{\text{н}} = \frac{2R_{\text{ш}} + r_{\text{ш}} + r_{\text{ш}} + O_{\text{н1}}A_1}{2}. \quad (2.58)$$

Обозначим расстояние $O_{\text{н1}}A_1 = F$, тогда $F = O_{\text{н1}}B_1 - B_1A_1$.

Из $\triangle O_{\text{н1}}O_{\text{ш1}}B_1$:

$$O_{\text{н1}}B_1 = \sqrt{O_{\text{н1}}O_{\text{ш1}}^2 - O_{\text{ш1}}B_1^2},$$

где $O_{\text{н1}}O_{\text{ш1}} = r_{\text{ш}} + r_{\text{ш}}$;

$$O_{\text{ш1}}B_1 = R_{\text{ш}} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{\text{ш}}}.$$

Тогда

$$O_{н1}B_1 = \sqrt{(r_n + r_w)^2 - \left(R_w \cdot \sin \frac{\pi}{Z_w}\right)^2}. \quad (2.59)$$

$$A_1B_1 = O_2A_1 - O_2B_1,$$

где $O_2A_1 = R_w$.

Из $\Delta O_2O_{н1}B_1$:

$$O_2B_1 = R_w \cdot \cos \frac{\pi}{Z_w}.$$

Тогда

$$A_1B_1 = R_w - R_w \cdot \cos \frac{\pi}{Z_w} = R_w \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_w}\right). \quad (2.60)$$

С учетом выражений (2.57) и (2.58) получим:

$$F = \sqrt{(r_n + r_w)^2 - \left(R_w \cdot \sin \frac{\pi}{Z_w}\right)^2} - R_w \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_w}\right). \quad (2.61)$$

Тогда радиус расположения центров зубьев направляющей R_n будет равен

$$R_n = R_w + \frac{r_w + r_n + \sqrt{(r_n + r_w)^2 - \left(R_w \cdot \sin \frac{\pi}{Z_w}\right)^2} - R_w \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_w}\right)}{2}. \quad (2.62)$$

Для определения межцентрового расстояния e между вытеснителями (направляющей и шестерней) рассмотрим рис. 2.9.

$$\text{Из рис. 2.9 } O_1O_{н1} - O_2O_{w1} = O_1O_2 = e,$$

где $O_1O_{н1} = R_n$, $O_2O_{w1} = R_w + F$.

Тогда

$$e = R_n - R_w - \sqrt{(r_n + r_w)^2 - \left(R_w \cdot \sin \frac{\pi}{Z_w}\right)^2} + R_w \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_w}\right). \quad (2.63)$$

При определении $(r_n + r_w)$ задаемся количеством зубьев Z_n направляющей и Z_w шестерни; радиусами расположения центров зубьев направляющей R_n и шестерни R_w ; эксцентриситетом e при условии $F_1 = F_2$.

$$F_1 = \sqrt{(r_n + r_w)^2 - \left(R_w \cdot \sin \frac{\pi}{Z_w}\right)^2} - R_w \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_w}\right); \quad (2.64)$$

$$F_2 = R_n - R_w - e. \quad (2.65)$$

Приравняв выражения (2.64) и (2.65) получим:

$$R_n - R_w - e = \sqrt{(r_n + r_w)^2 - \left(R_w \cdot \sin \frac{\pi}{Z_w}\right)^2} - R_w \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_w}\right). \quad (2.66)$$

После преобразований, получим:

$$r_n + r_w = \sqrt{R_w^2 + (R_n - e)^2 - 2 \cdot (R_n - e) \cdot R_w \cdot \cos \frac{\pi}{Z_w}}. \quad (2.67)$$

Определим радиусы расположения центров зубьев направляющей R_n и шестерни R_w при условии $F_1 = F_2$.

Из выражения (2.66) радиус расположения центров зубьев направляющей R_n равен:

$$R_n = \sqrt{(r_n + r_w)^2 - \left(R_w \cdot \sin \frac{\pi}{Z_w}\right)^2} + R_w \cdot \cos \frac{\pi}{Z_w} + e. \quad (2.68)$$

Для определения радиуса расположения центров зубьев шестерни R_w выражение (2.67) приравняем к нулю:

$$R_w^2 - 2 \cdot R_w \cdot \cos \frac{\pi}{Z_w} \cdot (R_n - e) + (R_n - e)^2 - (r_n + r_w)^2 = 0. \quad (2.69)$$

В уравнении (2.69) обозначим:

$$\begin{aligned} A &= \cos \frac{\pi}{Z_{\text{ш}}} \cdot C ; \\ B &= C^2 - (r_n + r_{\text{ш}})^2 ; \\ C &= R_n - e . \end{aligned} \quad (2.70)$$

Тогда, уравнение (2.69) примет вид:

$$R_{\text{ш}}^2 - 2 \cdot R_{\text{ш}} \cdot A + B = 0 .$$

Откуда

$$R_{\text{ш}} = A - \sqrt{A^2 - B} . \quad (2.71)$$

С учетом принятых обозначений (2.70) из выражения (2.71) радиус расположения центров зубьев шестерни $R_{\text{ш}}$ равен:

$$R_{\text{ш}} = (R_n - e) \cdot \cos \frac{\pi}{Z_{\text{ш}}} - \sqrt{\left((R_n - e) \cdot \cos \frac{\pi}{Z_{\text{ш}}} \right)^2 - (R_n - e)^2 + (r_n + r_{\text{ш}})^2} . \quad (2.72)$$

При определении зазора δ между контактирующими зубьями направляющей и шестерни задаемся количеством зубьев Z_n направляющей и $Z_{\text{ш}}$ шестерни; радиусами расположения центров зубьев направляющей R_n и шестерни $R_{\text{ш}}$; радиусом зубьев направляющей r_n и шестерни $r_{\text{ш}}$; эксцентриситетом e .

Зазор δ (рис. 2.9) между контактирующими зубьями с центром в точке O_{n1} направляющей и зубом с центром в точке $O_{ш1}$ шестерни равен:

$$\delta_1 = O_{n1}O_{ш1} - r_n - r_{\text{ш}} ,$$

где $O_{n1}O_{ш1} = M_{1i}$ - межцентровое расстояние между центром O_{n1} зуба направляющей и центром $O_{ш1}$ зуба шестерни.

Тогда, зазор между вытеснительными элементами, соединяющими рабочие камеры равен

$$\delta_i = M_i - (r_n + r_{\text{ш}}) . \quad (2.73)$$

Причем, если $\delta \leq 0$, то направляющая и шестерня зацепляются с натягом, а если $\delta > 0$ – с зазором.

Для определения зазоров δ_i необходимо определить межцентровые расстояния M_i между центрами зубьев направляющей и шестерни при условиях (рис. 2.9):

$$\begin{aligned}
 & \text{– первая четверть:} & 0 \leq \gamma_{n_i} \leq \frac{\pi}{2}; & 0 \leq \gamma_{ш_i} \leq \frac{\pi}{2}; \\
 & & 0 \leq \gamma_{n_i} \leq \frac{\pi}{2}; & \frac{\pi}{2} < \gamma_{ш_i} \leq \pi; \\
 & \text{– вторая четверть:} & \frac{\pi}{2} < \gamma_{n_i} \leq \pi; & \frac{\pi}{2} < \gamma_{ш_i} \leq \pi; \\
 & \text{– третья четверть:} & \pi < \gamma_{n_i} \leq \frac{3\pi}{2}; & \pi < \gamma_{ш_i} \leq \frac{3\pi}{2}; \\
 & & \frac{3\pi}{2} < \gamma_{n_i} \leq 2\pi; & \pi < \gamma_{ш_i} \leq \frac{3\pi}{2}; \\
 & \text{– четвертая четверть:} & \frac{3\pi}{2} < \gamma_{n_i} \leq 2\pi; & \frac{3\pi}{2} < \gamma_{ш_i} \leq 2\pi.
 \end{aligned}$$

Причем, существует четыре варианта расположения центров зубьев направляющей и шестерни в четвертях:

- первый вариант: след центра зуба направляющей O_{n_i} на оси OO' расположен выше следа центра зуба шестерни $O_{ш_i}$;
- второй вариант: след центра зуба направляющей O_{n_i} на оси OO' расположен ниже следа центра зуба шестерни $O_{ш_i}$;
- третий вариант: след центра зуба направляющей O_{n_i} на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра зуба шестерни $O_{ш_i}$;
- четвертый вариант след центра зуба направляющей O_{n_i} на оси $O''O'''$ расположен левее следа центра зуба шестерни $O_{ш_i}$.

Методика определения межцентровых расстояний M_i между центрами

зубьев O_{n_i} направляющей и $O_{ш_i}$ шестерни приведена в разделе 6.

Обоснование условий работы элементов вытеснительной системы гидровращателей планетарного типа. Одной из важных задач при разработке конструкций вытеснительных систем планетарных гидровращателей является оценка их работоспособности [68,152], которая обоснована с учетом условий нагрузки, кинематического контакта, закономерностей изменения триботехнических характеристик узлов трения. В начале проектирования необходимо определить силы, действующие в элементах вытеснительной системы, возникающие в зоне контакта вытеснителей и относительные скорости качения рабочих профилей вытеснителей [78,156].

Для удобства описания кинематики работы вытеснительной системы планетарного гидровращателя, представим ее как работу планетарного редуктора [191] состоящего из (рис. 2.10): вала-шестерни 1 привода охватываемого вытеснителя, охватывающего вытеснителя 2 (направляющей) и охватываемого вытеснителя 3 (шестерни); водила, моделирующего движение потока рабочей жидкости в гидровращателе, заданное его распределительной системой.

Шестерня 3, установленная эксцентрично, осуществляет плоскопараллельное движение и вращается, а все ее точки движутся по окружности радиусом e со скоростью $v_2 = \omega_2 \cdot e$, что в свою очередь, приводит во вращение направляющую 2 с угловой скоростью ω_3 .

Считаем заданными угловую скорость ω_1 вала-шестерни привода охватываемого вытеснителя и геометрические параметры направляющей и шестерни. Тогда угловая скорость шестерни равна

$$\omega_{ш} = \frac{\omega_1 \cdot Z_n}{Z_{ш}}, \quad (2.74)$$

где Z_n и $Z_{ш}$ – количество зубьев охватывающего вытеснителя (направляющей) и охватываемого вытеснителя (шестерни), соответственно.

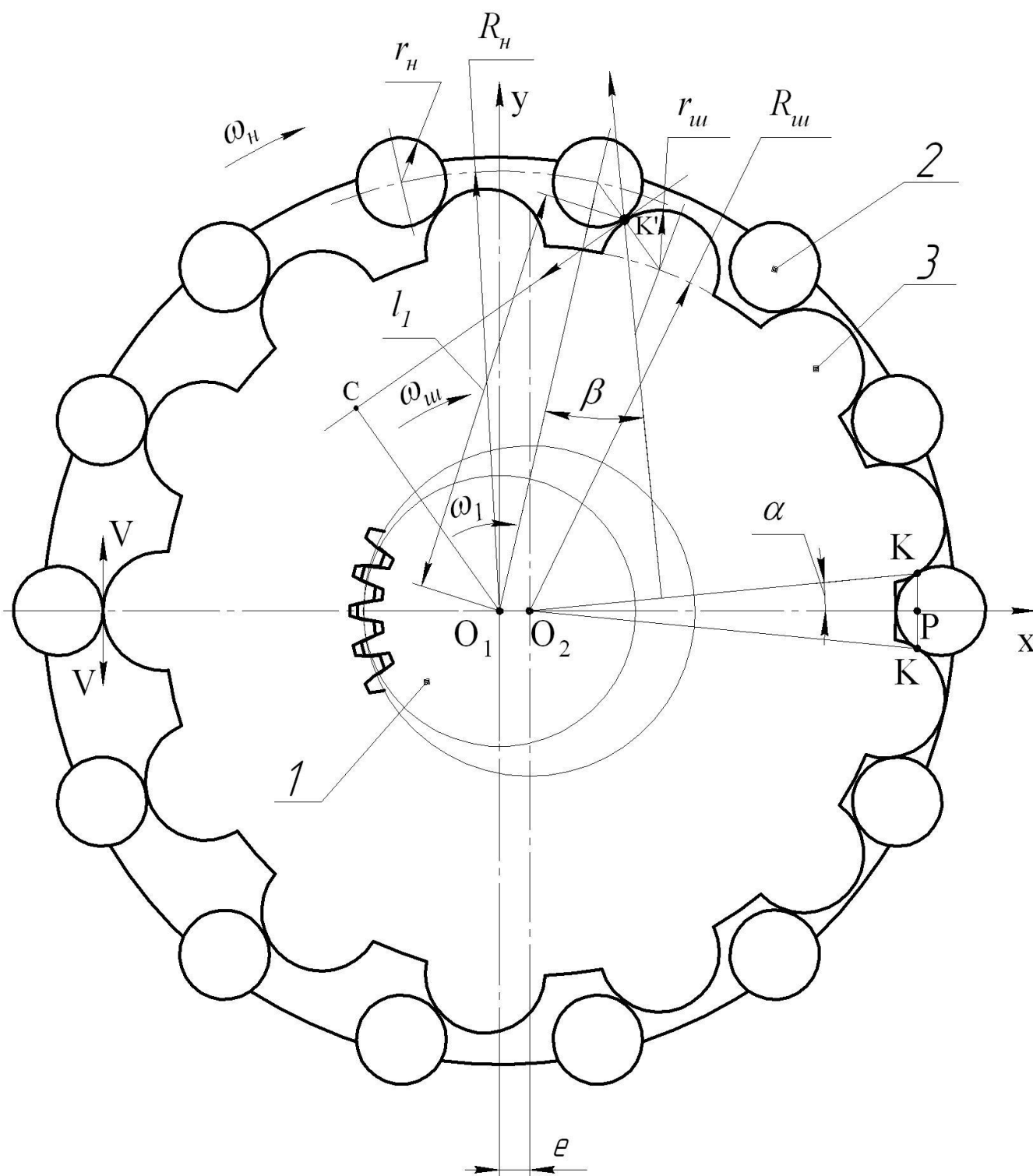


Рис. 2.10. Расчетная схема точек контактов элементов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа
 1 – вал-шестерня; 2 – направляющая; 3 – шестерня

Скорость точки контакта шестерни в абсолютном движении можно записать в виде

$$v_{ш} = \omega_{ш} \cdot e = \omega_1 \cdot e \cdot \frac{Z_n}{Z_{ш}},$$

тогда скорость точки контакта зуба направляющей можно записать

$$v_n = \omega_n \cdot l_1,$$

где l_1 – расстояние от центра направляющей до точки контакта.

Тогда, для рассматриваемого случая, угловая скорость направляющей равна

$$\omega_n = \frac{\omega_1}{u_{13}} = \omega_1 \cdot u_{31}, \quad (2.75)$$

где u_{13} , u_{31} – прямое и обратное передаточные отношения, определяемые по рекомендациям работы [68].

Расстояние l_2 от полюса зацепления до центра зуба шестерни получим из соотношения

$$l_2^2 = R_{ш}^2 + r_{ш}^2 - 2R_{ш} \cdot r_{ш} \cdot \cos \varphi_i,$$

где $R_{ш}$ – радиус расположения центров зубьев шестерни;

$r_{ш}$ – радиус начальной (образующей) окружности зуба шестерни;

φ_i – угол центра i -го зуба шестерни, $\varphi_i = \frac{2\pi \cdot i}{Z_{ш}}$.

Тогда

$$l_2 = \left[R_{ш}^2 + r_{ш}^2 - 2R_{ш} \cdot r_{ш} \cdot \cos \left(\frac{2\pi \cdot i}{Z_{ш}} \right) \right]^{\frac{1}{2}}.$$

Найдем расстояние l_3 от полюса зацепления P до точки контакта K :

$$l_3 = l_2 - r_n,$$

где r_n – радиус зуба направляющей.

Из расчетной схемы точек контактов элементов вытеснительной системы планетарного гидровращателя определим угол α между касательной и начальными окружностями зацепляющихся вытеснителей

$$\alpha = \arcsin \left[\frac{(r_n - R_n \cdot \cos \varphi_1)}{l_2} \right], \quad (2.76)$$

а также угол β :

$$\beta = \arcsin \left(\frac{r_n \cdot \sin \varphi_1}{l_2} \right). \quad (2.77)$$

Найдем длину перпендикуляра O_1C , опущенного из центра O_1 на общую нормаль сообщаемым профилям в точке контакта рассматриваемых зубьев вытеснителей:

$$l_5 = R_n \cdot \sin \beta.$$

Тогда проекцию абсолютной скорости $\bar{v}_{ин}$ на общую нормаль и касательную к сообщаемым профилям в точке контакта запишем в виде

$$v_3^n = \omega_1 \cdot l_4 \quad \text{и} \quad v_4^n = \omega_1 \cdot l_5,$$

где $l_4 = R_n \cdot \cos \beta - r_n$

С учётом того, что $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$, окончательно получаем:

$$v_1^r = \omega_1 \cdot u_{31} \cdot (R_n \cdot \cos \beta - r_n). \quad (2.78)$$

Проекцию скорости $\bar{v}_{ин}$ на общую касательную к сообщаемым профилям вытеснителей найдем из уравнения

$$v_2^r = \omega_1 \cdot c \cdot \left[\frac{(r_n - R_n \cdot \cos \alpha)}{l_2} \right] \cdot \frac{Z_n}{Z_{ин}}. \quad (2.79)$$

Проекция скорости $\bar{v}_{ин}$, на общую нормаль при условии обеспечения контакта будет равна проекции $\bar{v}_н$, на ту же нормаль $v_2^n = v_3^n$.

Координаты точки контакта i -х зубьев шестерни с направляющей в подвижной системе координат O_1XY определяются из выражения

$$\begin{cases} x_i = r_n - (l_2 - r_n) \cdot \sin \alpha; \\ y_i = (l_2 - r_n) \cdot \sqrt{1 - \sin^2 \alpha}. \end{cases} \quad (2.80)$$

Положение точки контакта в системе координат O_1XY определяется радиус-вектором R_e

$$R_e = \sqrt{x_i^2 + y_i^2}.$$

Скорость скольжения в контакте i -го зуба вытеснителя равняется $\bar{v}_i = \bar{v}_3^\tau - \bar{v}_2^\tau$, а суммарная скорость качения вытеснителей будет равна

$$\bar{v}_\Sigma = \bar{v}_2^\tau + \bar{v}_3^\tau.$$

Необходимо отметить, что нагрузку воспринимают только зубья вытеснителей, расположенные в квадрантах I и IV системы координат O_1XY , причем для точек контакта крайних зубьев ($\varphi = 0, \varphi = \pi$) направления $\bar{v}_3^\tau$ и $\bar{v}_2^\tau$ совпадают.

Таким образом, существует критический угол $\varphi_{кр}$, при котором происходит изменение знака $\bar{v}_2^\tau = 0$, соответствующий положению зуба вытеснителя, при котором общая нормаль к взаимодействующим профилям совпадает с касательной в начальных окружностях направляющей и шестерни.

$$\varphi_{кр} = \arccos\left(\frac{r_n}{R_n}\right). \quad (2.81)$$

Тогда на основании полученных результатов, можно записать

$$\begin{cases} v_1 = v_1^\tau - v_2^\tau; \\ v_\Sigma = v_1^\tau + v_2^\tau; \end{cases} \quad \text{при } \varphi_i < \varphi_{кр};$$

$$\begin{cases} v_2 = v_3^\tau + v_2^\tau; \\ v_\Sigma = v_3^\tau - v_2^\tau. \end{cases} \quad \text{при } \varphi_i > \varphi_{кр},$$

после преобразований окончательно получим

$$\begin{aligned}
v_s &= \omega_1 \cdot u_{31} \cdot (R_n \cdot \cos \beta - r_n) \mp \omega_1 \cdot e \cdot \left[\frac{(r_n - R_n \cdot \cos \varphi_1)}{l_2} \right] \cdot \frac{Z_n}{Z_m}; \\
v_\Sigma &= \omega_1 \cdot u_{31} \cdot (R_n \cdot \cos \beta - r_n) \pm \omega_1 \cdot e \cdot \left[\frac{(r_n - R_n \cdot \cos \varphi_1)}{l_2} \right] \cdot \frac{Z_n}{Z_m}.
\end{aligned} \quad (2.82)$$

Из вышеизложенного следует, что скорости скольжения и перемещения контакта вытеснителей зависят от кинематики и геометрических параметров элементов вытеснительной системы планетарного гидровращателя.

В теории зубчатых зацеплений принято учитывать влияние геометрических и кинематических факторов на величину проскальзывания профилей в процессе зацепления с помощью коэффициентов скольжения [68]

$$\lambda_2 = \frac{v_s}{v_2^\tau}, \quad \lambda_3 = \frac{v_s}{v_3^\tau}. \quad (2.83)$$

Полученные выражения (2.78, 2.79, 2.82, 2.83) позволяют также выявить зависимость коэффициентов λ_2 и λ_3 от геометрических параметров вытеснителей гидравлического вращателя планетарного типа.

Определения центробежных сил действующих на вытеснители планетарного гидровращателя.

Кинематические особенности движения вытеснителей с циклоидальной формой рабочей поверхности характеризуются двумя основными погрешностями аппроксимации и изготовления. Погрешности аппроксимации связанные с переходом от циклоидального контура вытеснителей в эквидистантный, а затем аппроксимация в окружности. Погрешности изготовления обусловлены радиальным отклонением радиусов закруглений зубьев, а также радиальными и угловыми отклонениями расположения их центров. Следствием комплексного влияния указанных погрешностей, на работу вытеснителей гидровращателя планетарного типа, является изменение действительного межцентрового расстояния между ними. Таким образом, охватывающие вытеснители планетарного гидровращателя имеют возможность свободного перемещения (на величину диаметрального зазора) [124,146,153,159,179].

Применение «плавающих» вытеснителей в гидровращателях планетарного типа рядом с выравниванием статических нагрузок по подвижным элементам приводит к нежелательным динамическим явлениям, связанным с особенностями процесса движения вытеснителей [146,153].

Рассмотрим процесс возникновения инерционных сил с учетом погрешности изготовления вытеснительной системы гидровращателя с одним плавающим элементом [179]. Наличие нескольких плавающих элементов в планетарном гидровращателе существенно влияет на условия его работы. Поскольку положение осей вращения плавающих вытеснительных элементов не фиксированы кинематикой зацепления, то они под действием внешних сил самоустанавливаются в любые (в пределах диаметральных зазоров) взаимнообусловленные положения. Возникающие при этом инерционные силы определяются различными факторами геометрическими параметрами вытеснителей, характером внешних сил и т.п. и, в том числе, видом траекторий движения «плавающего» вытеснителя [124,153]. Рассмотрим влияние основных погрешностей вытеснителей планетарного гидровращателя с двумя плавающими элементами на возникновение в них инерционных сил. Необходимо отметить, что в гидровращателях планетарного типа функции водила выполняет вращающееся гидравлическое поле.

Представим «плавающий» вытеснитель в виде твердого тела на упругой подвеске с жесткостями C_m , эквивалентными жесткости зацепления вытеснителей и компенсирующего механизма, которые расположены вдоль линий зацепления, координируемых единичными векторами $\bar{a}_m$. Выберем прямоугольную систему координат x, y с началом в центре тяжести вытеснителя O . Предположим, что центр основной окружности подвижного вытеснителя смещен относительно начала координат на величину межцентрового расстояния e под произвольным углом γ до оси O_x . В этом случае распределение диаметрального зазора по рабочим профилям зубьев вытеснителей (вдоль векторов $\bar{a}_m$) определяется формулой

$$\Delta S = e \left[1 - \sin(\varphi_k - \delta_z + \gamma) \right], \quad (2.84)$$

где φ_k – угол, координирующий положения движущегося вытеснителя;

δ_z – угол зацепления.

При этом разность углов координирующих положения движущегося вытеснителя и зацепления можно выразить

$$\varphi_k - \delta_z = \frac{2\pi \cdot m}{n},$$

где n – количество подвижных вытеснителей;

m – порядковый номер вытеснителя, $m = 1, 2, \dots, n$.

Уравнение статического равновесия плавающего вытеснителя под действием крутящего момента $M_{кр}$, обеспечивающего контакты охватываемых и охватывающих вытеснителей в матричной форме имеют вид:

$$\begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ \varphi \end{bmatrix} = \sum_{k=1}^n c_k \begin{bmatrix} \Delta S \alpha_k \\ \Delta S \beta_k \\ \Delta S R_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ M_{кр} \end{bmatrix}, \quad (2.85)$$

где $C_{11} = \sum_1^n c_m \cdot \alpha_m^2$;

$$C_{12} = C_{21} = \sum_1^n c_m \cdot \alpha_m \cdot \beta_m;$$

$$C_{13} = C_{31} = \sum_1^n c_m \cdot \beta_m \cdot R_1;$$

$$C_{22} = \sum_1^n c_m \cdot \beta_m^2;$$

$$C_{23} = C_{32} = \sum_1^n c_m \cdot \beta_m \cdot R_1;$$

$$C_{33} = \sum_1^n c_m \cdot R_1^2;$$

$\alpha_m = \cos \frac{2\pi \cdot m}{n}$; $\beta_m = \sin \frac{2\pi \cdot m}{n}$ – направляющие косинусы единичных векторов $\bar{a}_m$;

R_1 – радиус окружности центров зубьев вытеснителей;

x, y, φ – координаты смещения центров тяжести вытеснителей.

Решая систему (2.85) и подставляя (2.84), получим:

$$\begin{aligned} x &= \frac{2 \sum_1^n \Delta S \cdot \alpha_m}{n} = \frac{2 \sum_1^n e \left[1 - \sin \left(\frac{2\pi \cdot m}{n} + \gamma \right) \right] \cos \frac{2\pi \cdot m}{n}}{n} = -e \cdot \sin \gamma; \\ y &= \frac{2 \sum_1^n \Delta S \cdot \alpha_m}{n} = \frac{2 \sum_1^n e \left[1 - \sin \left(\frac{2\pi \cdot m}{n} + \gamma \right) \right] \sin \frac{2\pi \cdot m}{n}}{n} = -e \cdot \cos \gamma. \end{aligned} \quad (2.86)$$

Следовательно, центр тяжести вытеснителя сместится на величину, равную и противоположно направленную межцентровому расстоянию e , то есть центр окружности центров зубьев охватываемого вытеснителя совпадает с началом координат. При вращении плавающего вытеснителя его центр тяжести будет описывать окружность радиусом e . При этом возникает центробежная сила

$$F = m_{ng} \cdot \omega^2 \cdot e, \quad (2.87)$$

где m_{ng} – масса плавающего вытеснителя;

ω – угловая скорость вращения плавающего вытеснителя.

При двух плавающих вытеснителя центры их окружностей центров зубьев будут центрами вращения, следовательно, на каждый из вытеснителей будут действовать центробежные силы, обусловленные выражением (2.87). Пусть подвижные вытеснители планетарного гидровращателя имеют межцентровые расстояния окружностей центров зубьев e с фазовыми сдвигами γ_m , где $m = 1, 2, \dots, n$. Тогда при движении вытеснителей их центры описывают окружности радиусом e .

В планетарных гидровращателях с одним плавающим вытеснителем тангенциальная составляющая смещения $\bar{e}$ центра окружности центров зубьев вызывает пропорциональное ей смещение

$$\rho_m = \frac{4}{3} e \cdot \cos \delta \cdot \cos(\omega \cdot t + \gamma_m), \quad (2.88)$$

где ω – угловая скорость вращения вытеснителя.

В случае двух плавающих вытеснителей под действием сил в зацеплении они имеют возможность смещаться пропорционально диаметрально зазора. Величины смещений каждого из вытеснителей определяются условиями динамического равновесия с учетом граничных условий их сочетания с другими звеньями гидровращателя.

Рассмотрим случай, когда условия для реализации перемещения обоих плавающих вытеснителей одинаковы. Зададим поступательное перемещение центра охватывающего вытеснителя в тангенциальном направлении со скоростью v_1 . Неподвижным звеном примем гидравлическое поле гидромашины (водило). Линейные скорости точек F и G равны v_1 . Центрами мгновенных вращений подвижного вытеснителя (шестерни) и направляющей будут полюса $P_{ш}$ и P_n , соответственно. Скорости точек B и N определяются векторными уравнениями:

$$\bar{v}_B = \bar{v}_F + \bar{v}_{BF}, \quad \bar{v}_N = \bar{v}_G + \bar{v}_{NG}. \quad (2.89)$$

Из решения уравнений (2.85) следует, что

$$v_N = v_B = v_1 \cdot \cos \delta.$$

Пользуясь свойством мгновенных центров вращения [179], определим скорости центров плавающих элементов: v_{0n} – направляющей и $v_{0ш}$ – шестерни:

$$v_{0n} = v_{0ш} = \frac{2}{3} v_1 \cdot \cos \delta. \quad (2.90)$$

Умножив обе части каждого равенства (2.90) на промежуток времени Δt получим величины смещения центральных колес $\rho_{ш}$ и ρ_n . Поскольку $v_1 \cdot \Delta t = f_1$ и $v_{0n} \cdot \Delta t = \rho_{1n}$, $v_{0ш} \cdot \Delta t = \rho_{1ш}$, то

$$\rho_{1n} = \rho_{1m} = \frac{2}{3} f_1 \cdot \cos \delta = \frac{2}{3} f_{01} \cdot \cos \delta \cdot \cos(\omega \cdot t + \gamma_1). \quad (2.91)$$

Векторы $\overline{\rho}_{1n}$ и $\overline{\rho}_{1m}$ направлены по соответствующим линиям зацепления охватываемого и охватывающего вытеснителей и, следовательно, угол между ними равен 2δ .

При наличии эксцентриситетов в обоих подвижных вытеснителях результирующее движение охватывающего вытеснителя определяется (по методу суперпозиции [124,153]) геометрическим суммированием векторов $\overline{\rho}_{m_n}$ или $\overline{\rho}_{m_m}$:

$$\overline{\rho}_{m_n} = \overline{\rho}_{m_m} = \frac{2}{3} e \cdot \cos \delta \cdot \cos(\omega \cdot t + \gamma_m). \quad (2.92)$$

С учетом вращения гидравлического поля уравнения движения центров плавающих вытеснителей в проекциях на неподвижные оси координат x, y имеют вид

$$\begin{aligned} x_{m,n} &= \rho_{1m,n} \cdot \cos(\varphi_v \pm \delta) + \rho_{2m,n} \cdot \cos(\varphi_v \pm \delta \pm 180^0); \\ y_{m,n} &= \rho_{1m,n} \cdot \sin(\varphi_v \pm \delta) + \rho_{2m,n} \cdot \sin(\varphi_v \pm \delta \pm 180^0), \end{aligned} \quad (2.93)$$

где $\varphi_v = \omega_v \cdot t$; ω_v – угловая скорость вращения гидравлического поля, знаки "+", "–" относятся к подвижному вытеснителю (шестерне) и неподвижному (направляющей).

Переходя к комплексной форме записи уравнений движения (2.93) (т.е. введя $z = x + i \cdot y$), получаем

$$z_{m,n} = \left[\rho_{1m,n} \cdot e^{i(\delta)} + \rho_{2m,n} \cdot e^{i(180^0 \pm \delta)} \right] e^{i\varphi_v}. \quad (2.94)$$

При указанных движениях плавающих элементов возникают инерционные силы

$$F_{m,n} = m_{m,n} \frac{d^2}{dt^2} z_{m,n}. \quad (2.95)$$

Определим вид траектории движения плавающего вытеснителя в общем случае для планетарного гидровращателя с n вытеснителями, имеющими произвольные величины межцентрового расстояния окружностей центров зубьев.

Если эксцентриситет окружности центров зубов m -го вытеснителя вызовет смещение на величину $\rho_m \cdot \cos(\omega \cdot t + \gamma_m)$, то уравнения движения центра вытеснителя при неподвижном гидравлическом поле $\varphi_v = 0$ примут вид

$$x = \sum_{m=1}^n a_m \cdot \cos(\varphi_e + \gamma_m), \quad (2.96)$$

$$y = \sum_{m=1}^n b_m \cdot \cos(\varphi_e + \gamma_m),$$

где $a_m = \rho_m \cdot \cos\left(\delta + \frac{2\pi \cdot m}{n}\right);$

$$b_m = \rho_m \cdot \sin\left(\delta + \frac{2\pi \cdot m}{n}\right);$$

$$\varphi_e = \omega \cdot t; \quad m = 1, 2, \dots, n;$$

$$x = A \cdot \cos(\varphi_e + \xi_a);$$

$$y = B \cdot \cos(\varphi_e + \xi_b).$$

Введем обозначения $\varphi_e + \xi = \varphi$ и $\xi = \xi_b - \xi_a$, тогда

$$x = A \cdot \cos \varphi, \quad y = B \cdot \cos(\varphi + \xi). \quad (2.97)$$

После элементарных преобразований (2.80) получим

$$\frac{x^2}{A^2} - 2 \frac{x}{A} \frac{y}{B} \cos \xi + \frac{y^2}{B^2} = \sin^2 \xi. \quad (2.98)$$

Центры плавающих вытеснителей движутся по окружностям радиусом e с угловой скоростью ω_v , а возникающие центробежные силы равны

$$F = m_{и,н} \cdot \omega_v^2 \cdot e. \quad (2.99)$$

Отсутствие в планетарной гидромашине водила, как конструктивного элемента (его функцию выполняет гидравлическое поле), приводит к параллельному сдвигу центров вытеснителей на величину $\frac{S}{2}$ равную половине диаметрального зазора. Поэтому, определив тангенциальные составляющие смещения вытеснителей и приняв (2.96) $\omega_s = \gamma_{m=0}$, суммируя величины $\rho_{m_{ш,н}}$, получим, что смещение вытеснителей равна $\rho_{m_{ш,н}} = \frac{S}{2} \cos \delta$, причем угол между равными по модулю векторами $\rho_{ш}$ и $\rho_{н}$ составляет 2δ . С учетом вращения гидравлического поля (водила) уравнения движения плавающих колес в комплексной форме имеют вид

$$z_{ш} = e + \frac{S}{2} \cos \delta \cdot e^{i\omega_v t}; \quad (2.100)$$

$$z_{н} = e + \frac{S}{2} \cos \delta \cdot e^{i(\omega_v t + 2\delta)}. \quad (2.101)$$

Следовательно, при работе планетарной гидромашинны движение плавающих вытеснителей осуществляется по окружностям радиусом $e + \frac{S}{2} \cos \delta$, и при этом возникает центробежная сила

$$F_{ш} = m_{ш} \cdot \omega_v^2 \cdot (e + \frac{S}{2} \cos \delta \cdot e^{i\omega_v t}). \quad (2.102)$$

Рассмотренные выше инерционные силы являются источниками возбуждения вибраций и неустойчивости работы планетарных гидровращателей, и позволяют выявить зоны распределения нагрузки по поверхности зубьев в процессе работы планетарного гидровращателя [130,145].

2.3.2. Математическая модель рабочих процессов распределительной системы гидровращателя планетарного типа.

При проектировании высокомоментного гидравлического вращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата очень важно исследовать влияние геометрических параметров элементов распределительной

системы этого гидровращателя на его выходные характеристики. Для определения геометрических параметров элементов распределительной системы, а также для изучения их влияния на изменение выходных характеристик гидровращателя планетарного типа и гидроагрегата в целом, нами были выполнены теоретические исследования системы распределения рабочей жидкости планетарных гидромашин [20,21,119,141,144,151,154,155,160,183].

Исследование взаимосвязи геометрических параметров распределительной системы.

Одним из основных узлов гидромашин планетарного типа является распределительная система, представляющая собой устройство для подачи рабочей жидкости в рабочие камеры в строго определенной последовательности, зависящей от положения ротора в рабочей полости и ее слива.

Распределение рабочей жидкости в планетарных гидромашинах может быть торцевым [119,131,134,147,186] путем вращающегося или неподвижного торцевого распределителя, при помощи цапфенного распределителя [155], героторным [34] и непосредственным [137,154], когда распределение жидкости осуществляется непосредственно самим ротором.

Торцевое распределение рабочей жидкости применяется в низкооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала $40 \dots 50$ об/мин; в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала $50 \dots 500$ об/мин; высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала $500 \dots 1500$ об/мин.

Цапфенное распределение рабочей жидкости применяется: в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала $200 \dots 500$ об/мин; в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала $500 \dots 2500$ об/мин.

Непосредственное распределение рабочей жидкости применяется в высокомоментных низкооборотных гидромашинах (гидровращателях) с частотой вращения выходного вала $0,5 \dots 50$ об/мин.

От конструкции и исполнения распределительного устройства зависят

такие параметры гидромашины, как гидравлический и объемный КПД, максимальное и минимальное число оборотов, расход рабочей жидкости, а также пропускная способность гидромашины.

Априорный анализ показал, что в настоящее время планетарная гидромашина с непосредственным распределением рабочей жидкости [23,38,60, 137,200] является наиболее компактной, простой и надежной.

Работу непосредственной распределительной системы схематично можно представить следующим образом: рабочая жидкость под давлением поступает в отверстия нагнетания 6 (рис. 2.11), выполненные в правой и левой крышках 3. Далее жидкость через распределительные отверстия 5, выполненные в шестерни поступает в рабочие камеры 4, которые образованы внутренней поверхностью направляющей 1 с роликами и внешней поверхностью шестерни 2. Под действием давления жидкости направляющая 1 начинает осуществлять сложное плоскопараллельное движение, обкатываясь по шестерне 2 и одновременно сообщая ей вращательное движение.

Крышки 3 (рис. 2.11) представляют собой многофункциональное устройство, образующее торцевые замыкатели с элементами распределения рабочей жидкости (золотниковое устройство). Для обеспечения фазной подачи рабочей жидкости в рабочие камеры внутренние поверхности золотникового устройства (крышек 3) имеют зеркальное отражение. Характерное (плоскопараллельное с вращением) движение шестерни 2 относительно торцевых поверхностей золотникового устройства (крышек 3) обуславливает перемещение распределительных отверстий 5, выполненных в шестерни 2 (распределительное устройство) по торцевой поверхности крышки 3, в котором выполнены отверстия нагнетания 6 и слива 7 золотникового устройства. Все это и представляет собой непосредственную распределительную систему.

Основной характеристикой распределительной системы является ее пропускная способность (расход рабочей жидкости), т.е. площадь проходного сечения системы. Площадь проходного сечения складывается из площадей перекрытия окон золотникового устройства окнами распределительного

устройства. Площадь проходного сечения распределительной системы зависит от количества распределительных окон, от их формы и геометрических параметров. Под распределительным устройством понимается поверхность шестерни, на которой выполнены распределительные окна, под золотниково-вым устройством – поверхность крышки, на которой выполнены окна нагнетания и слива.

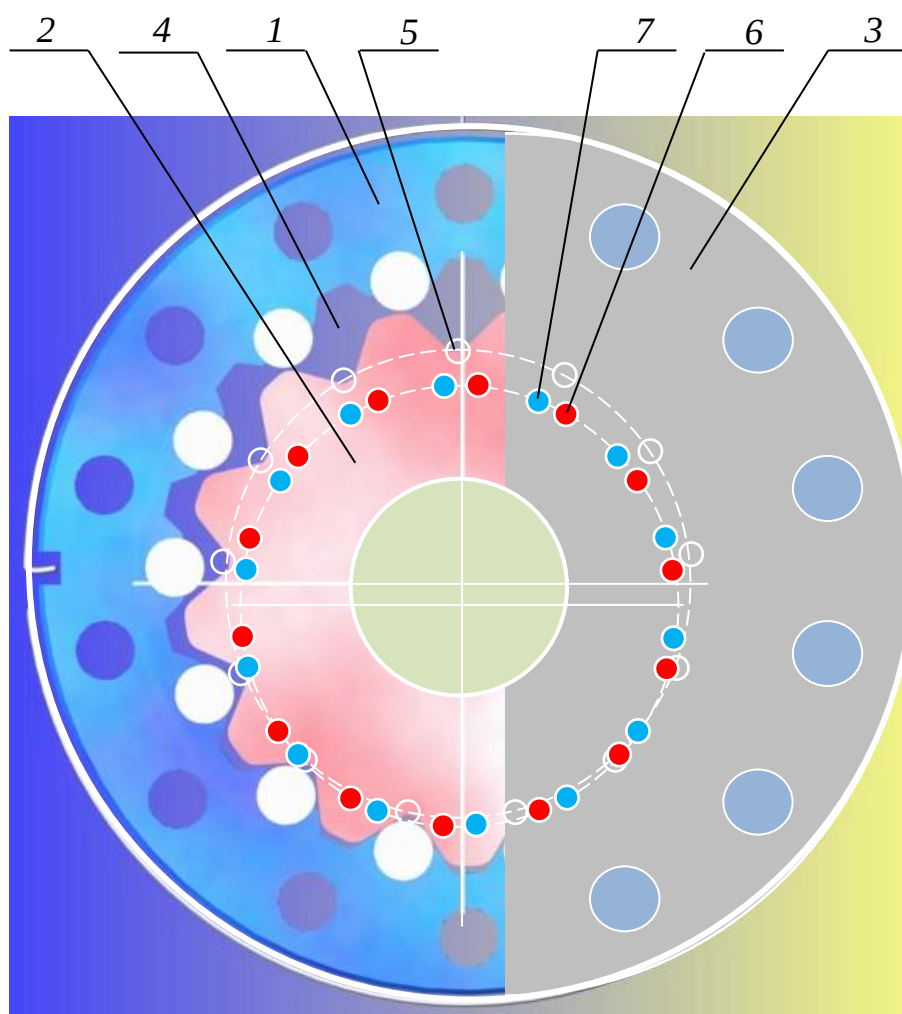


Рис. 2.11. Непосредственная распределительная система:
1 – корпус (направляющая); 2 – ротор (шестерня); 3 – крышки;
4 – рабочие камеры; 5 – окна распределительного устройства;
6, 7 – окна нагнетания и слива, соответственно, золотникового устройства

Для анализа работы непосредственной распределительной системы условно считаем, что крышка 1 (рис. 2.11) выполняет функцию золотникового устройства, которое неподвижно, а шестерня 2 – функцию распределительного устройства, которое совершает плоскопараллельное движения с вращением.

На рис. 2.12 представлено наложение окон распределительного устройства на окна золотникового, при котором и происходит перекрытие распределительных окон в одно из мгновенных положений. Так же рис. 2.13 можно представить, как перемещение одного окна распределительного устройства по поверхности золотникового, представленной окнами нагнетания и слива, поочередно их, перекрывая и совершая гипоциклоидальное движение.

Линия центров OO' (рис. 2.12) условно разделяет распределительную систему на зону нагнетания и зону слива, которые расположены строго симметрично, причем справа распределительные окна соединяются с окнами нагнетания золотникового устройства, а слева – с окнами слива.

Количество окон распределительного устройства Z_p определяется количеством зубьев шестерни $Z_{ш}$, т.е. $Z_p = Z_{ш}$.

Количество пар окон (нагнетания и слива) золотникового устройства Z_z определяется количеством зубьев направляющей $Z_{напр.}$, т.е. $Z_z = Z_{напр.}$.

Между количеством зубьев шестерни $Z_{ш}$ и направляющей $Z_{напр.}$ существует взаимосвязь $Z_n = Z_{ш} + 1$, а между количеством окон распределительного Z_p и золотникового Z_z устройств - $Z_z = 2 \cdot (Z_p + 1)$. Причем $Z_z = Z_n + Z_{сл}$, где Z_n - количество окон нагнетания и $Z_{сл}$ - количество окон слива золотникового устройства.

Количество циклов $Z_{ц.}$, обусловленное кинематическими параметрами гидровращателя планетарного типа, определяется количеством зубьев направляющей $Z_{напр.}$, т.е. $Z_{ц.} = Z_{напр.}$, при этом Z_z равно $Z_z = 2Z_{ц.}$

Примем, что окна золотникового устройства радиусом $r_{кр}$ расположены на окружности радиусом $R_{кр}$, центр которой расположен в точке O_1 , окна распределительного устройства радиусом r_p – на окружности радиусом $R_{ш}^0$ (рис. 2.12), центр которой расположен в точке O_2 , а расстояние между центрами окружностей равно $O_1O_2 = e$.

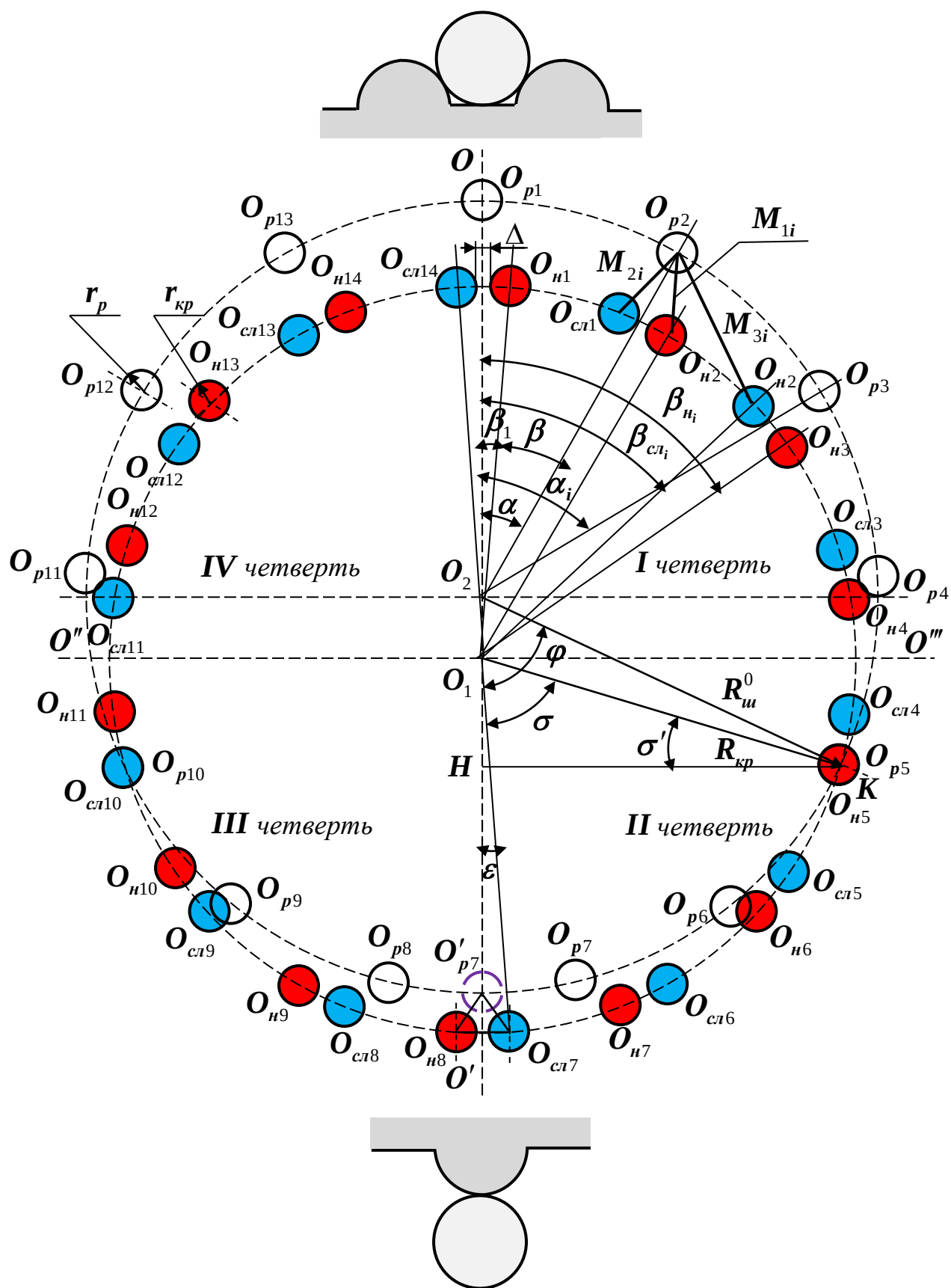


Рис. 2.12. Расчетная схема определения геометрических параметров
распределительной системы (крышки и шестерни)
гидровращателя планетарного типа

При работе распределительного устройства центр O_2 описывает окружность радиусом e вокруг центра O_1 неподвижного золотникового устройства. При этом, за один оборот, окно радиусом r_p переместится на угол α_1 или совершит один цикл.

Определим основные геометрические параметры, характеризующие непосредственную распределительную систему гидровращателя планетарного типа.

Угол между окнами распределительного устройства в статическом положении равен $\alpha = \frac{2\pi}{Z_p}$, угол между окнами нагнетания и слива золотникового устройства – $\beta = \frac{2\pi}{Z_s}$.

Угол исходного смещения окон распределительного устройства от оси OO' равен $\alpha_1 = 0$, а золотникового устройства – β_1 .

Текущие углы расположения окон распределительного устройства α_i определяются из выражения:

$$\alpha_i = \frac{2\pi}{Z_p}(i-1), \quad (2.103)$$

где i – номер текущего окна распределительного устройства (шестерни).

Минимальный угол расположения первого окна нагнетания $\beta_{1\min}$ золотникового устройства определяется из выражения (рис.2.12):

$$\sin \beta_{1\min} = \frac{\frac{\Delta}{2} + r_{kp}}{R_{kp}},$$

$$\beta_{1\min} = \arcsin \left(\frac{\frac{\Delta}{2} + r_{kp}}{R_{kp}} \right). \quad (2.104)$$

Максимальный угол расположения первого окна нагнетания $\beta_{1\max}$ золотникового устройства определяется из выражения:

$$\beta_{1\max} = \frac{\pi}{Z_2}, \quad (2.105)$$

т.е. угол расположения первого окна нагнетания β_1 должен располагаться в пределах:

$$\frac{\frac{\Delta}{2} + r_{кр}}{R_{кр}} \leq \beta_1 \leq \frac{\pi}{Z_2}.$$

Углы расположения текущих окон нагнетания β_{n_i} и слива $\beta_{сл_i}$ золотникового устройства будут равны:

$$\begin{aligned} \beta_{n_i} &= \beta_1 + \frac{2\pi}{Z_n} \cdot (i-1) \\ \beta_{сл_i} &= \frac{2\pi}{Z_{сл}} \cdot (i-1) - \beta_1 \end{aligned}, \quad (2.106)$$

где i – номер текущего окна (нагнетания или слива) золотникового устройства (крышки).

Для определения радиуса $R_{кр}$ расположения окон золотникового устройства (крышки) и радиуса $R_{ш}^0$ расположения окон распределительного устройства (шестерни) считаем, что окно нагнетания золотникового устройства полностью перекрыто окном распределительного устройства (т. K – центр перекрытых окон) (рис. 2.12).

Если радиус $R_{ш}^0$ расположения окон распределительного устройства известен, то радиус $R_{кр}$ расположения окон золотникового устройства определяем из $\Delta O_1 K H$:

$$\begin{aligned} R_{кр} &= \sqrt{O_1 H^2 + H K^2}, \\ O_1 H &= O_2 H - O_1 O_2, \end{aligned}$$

где $O_1 O_2 = e$ – эксцентриситет;

$$O_2 H = R_{uu}^0 \cdot \cos \varphi;$$

$$HK = R_{uu}^0 \cdot \sin \varphi.$$

$$\varphi = \pi - \alpha_i = \pi - \frac{2\pi}{Z_1} \cdot (i-1).$$

Тогда

$$R_{kp} = \sqrt{\left(R_{uu}^0 \cdot \cos(\pi - \alpha_i) - e\right)^2 + \left(R_{uu}^0 \cdot \sin(\pi - \alpha_i)\right)^2}, \quad (2.107)$$

$$\begin{aligned} R_{kp} &= \sqrt{R_{uu}^{0^2} \cdot \cos^2(\pi - \alpha_i) - 2R_{uu}^0 \cdot \cos(\pi - \alpha_i) \cdot e + e^2 + R_{uu}^2 \cdot \sin^2(\pi - \alpha_i)} = \\ &= \sqrt{R_{uu}^{0^2} \cdot (\cos^2(\pi - \alpha_i) + \sin^2(\pi - \alpha_i)) - 2R_{uu}^0 \cdot \cos(\pi - \alpha_i) \cdot e + e^2}. \end{aligned}$$

Так как, $\cos^2(\pi - \alpha_i) + \sin^2(\pi - \alpha_i) = 1$, то

$$R_{kp} = \sqrt{R_{uu}^{0^2} - 2R_{uu}^0 \cdot \cos(\pi - \alpha_i) \cdot e + e^2}. \quad (2.108)$$

Если радиус R_{kp} расположения окон золотникового устройства известен, то определяем радиус R_{uu}^0 расположения окон распределительного устройства.

$$\begin{aligned} R_{kp}^2 &= R_{uu}^{0^2} - 2R_{uu}^0 \cdot \cos(\pi - \alpha_i) \cdot e + e^2, \\ R_{uu}^{0^2} - 2R_{uu}^0 \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{Z_1} \cdot n\right) \cdot e - (R_{kp}^2 - e^2) &= 0. \end{aligned} \quad (2.109)$$

Обозначим, $\cos(\pi - \alpha_i) \cdot e = B$ и $R_{kp}^2 - e^2 = C$.

Тогда уравнение (2.109) примет вид

$$R_{uu}^{0^2} - 2R_{uu}^0 \cdot B - C = 0 \quad (2.110)$$

Отсюда,

$$R_{uu}^0 = B + \sqrt{B^2 + C},$$

$$R_{uu}^0 = \cos(\pi - \alpha_i) \cdot e + \sqrt{\cos^2(\pi - \alpha_i) \cdot e^2 + R_{kp}^2 - e^2}. \quad (2.111)$$

При расположении распределительных окон (рис. 2.12) должно выполняться условие: $\mathbf{O}'_{p7} \mathbf{O}_{cl7} = \mathbf{r}_p + \mathbf{r}_{кр} + 0,02$.

При определении угла между центрами окон золотникового и распределительного устройств (рис. 2.13) рассмотрим $\Delta \mathbf{HKO}_1$.

Из $\Delta \mathbf{HKO}_1$:

$$\angle \mathbf{HO}_1 \mathbf{K} = \varepsilon + \sigma = \frac{\pi}{2} - \sigma', \quad (2.112)$$

где γ – угол между центрами окон золотникового и распределительного устройств;

$$\sigma = \pi - \beta_{ni} - \beta_1.$$

Из выражения (2.112) угол между центрами окон золотникового и распределительного устройств равен

$$\varepsilon = \frac{\pi}{2} - \sigma' - \sigma. \quad (2.113)$$

Из $\Delta \mathbf{HKO}_1$:

$$\sin \sigma' = \frac{O_1 H}{O_1 K},$$

где $O_1 H = O_2 H - e$;

$$O_2 H = R_{ш}^0 \cdot \cos \varphi;$$

$$O_1 K = R_{кр}.$$

Тогда,

$$\sigma' = \arcsin \frac{R_{ш}^0 \cdot \cos(\pi - \alpha_i) - e}{R_{кр}}, \quad (2.114)$$

$$\varepsilon = \frac{\pi}{2} - \arcsin \frac{R_{ш}^0 \cdot \cos(\pi - \alpha_i) - e}{R_{кр}} - (\pi - \beta_{ni} - \beta_1).$$

Для определения площади перекрытия окон золотникового устройства (крышки) окнами распределительного устройства (шестерни) рассмотрим

рис.2.13.

Площадь перекрытия распределительных окон S_i , соответствующая площади фигуры $ABCD$ равна:

$$S_i = S_{1i} + S_{2i}, \quad (2.115)$$

где S_{1i} – площадь сегмента ABC ;

S_{2i} – площадь сегмента CDA .

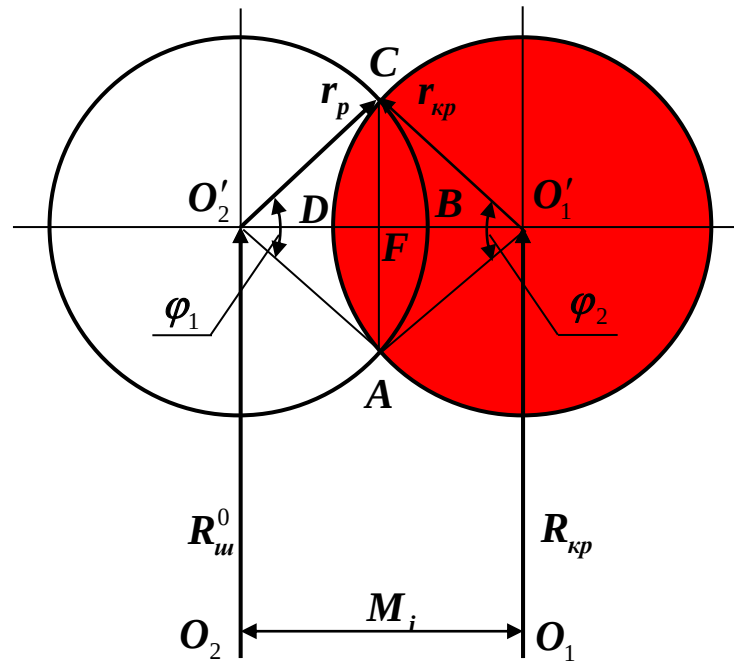


Рис. 2.13. Расчетная схема определения площади перекрытия окон золотникового устройства (крышки) окнами распределительного устройства (шестерни)

Площадь сегмента ABC можно представить в виде разности площадей сектора CO'_2A и треугольника $\Delta CO'_2A$, т.е.

$$S_{1i} = S_{CO'_2A} - S_{\Delta CO'_2A}. \quad (2.116)$$

Площадь сектора CO'_2A равна [144]:

$$S_{CO'_2A} = \frac{\pi \cdot r_p^2 \cdot \varphi_{1i}}{360^\circ} = \frac{\pi \cdot r_p^2 \cdot \varphi_{1i}}{2\pi},$$

где φ_{1i} – угол, ограничивающий величину сектора CO'_2A .

После преобразований получим:

$$S_{CO_2A} = \frac{1}{2} r_p^2 \cdot \varphi_{1i}. \quad (2.117)$$

Для определения площади $\Delta CO_2'A$ рассмотрим $\Delta CO_2'A$:

$$S_{\Delta CO_2'A} = \frac{1}{2} O_2'C \cdot O_2'A \cdot \sin \varphi_{1i}.$$

Так как $O_2'C = O_2'A = r_{ii}$, то

$$S_{\Delta CO_2'A} = \frac{1}{2} r_p^2 \cdot \sin \varphi_{1i}. \quad (2.118)$$

Таким образом,

$$S_{1i} = \frac{r_p^2}{2} (\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}). \quad (2.119)$$

Площадь сегмента CDA определяется аналогично:

$$S_{2i} = S_{CO_1'A} - S_{\Delta CO_1'A},$$

$$S_{CO_1'A} = \frac{1}{2} r_{kp}^2 \cdot \varphi_{2i},$$

$$S_{\Delta CO_1'A} = \frac{1}{2} r_{kp}^2 \cdot \sin \varphi_{2i},$$

где φ_{2i} – угол, ограничивающий величину сектора CDA .

Таким образом,

$$S_{2i} = \frac{r_{kp}^2}{2} (\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}). \quad (2.120)$$

Тогда площадь перекрытия S_i распределительных окон золотникового и распределительного устройств, соответствующая площади фигуры $ABCD$ равна [144]:

$$S_i = \frac{r_p^2}{2} (\varphi_{1i} - \sin \varphi_{1i}) + \frac{r_{kp}^2}{2} (\varphi_{2i} - \sin \varphi_{2i}), \quad (2.121)$$

а площадь проходного сечения будет равна

$$S_{n.c_i} = \sum S_i. \quad (2.122)$$

Для определения угла φ_{1i} рассмотрим $\Delta O'_1 C O'_2$:

$$\cos \frac{\varphi_{1i}}{2} = \frac{O'_1 O'^2_2 + r_p^2 - r_{kp}^2}{2 O'_1 O'_2 \cdot r_p}.$$

где $O'_1 O'_2 = M_i$ – межцентровое расстояние между окнами распределительного и золотникового устройств, находящихся в перекрытии; причем должно выполняться условие $0 \leq M_i \leq |r_p + r_{kp}|$, иначе окна перекрываться не будут.

Тогда

$$\varphi_{1i} = 2 \arccos \left(\frac{M_i^2 + r_p^2 - r_{kp}^2}{2 M_i \cdot r_p} \right). \quad (2.123)$$

Для определения угла φ_{2i} рассмотрим $\Delta O'_1 F A$:

$$AF = r_{kp} \cdot \sin \frac{\varphi_{2i}}{2}.$$

Из $\Delta O'_2 F A$

$$AF = r_p \cdot \sin \frac{\varphi_{1i}}{2}.$$

Тогда

$$\varphi_{2i} = 2 \arcsin \left(\frac{r_p}{r_{kp}} \cdot \sin \frac{\varphi_{1i}}{2} \right). \quad (2.124)$$

Для определения площади проходного сечения $S_{n.c_i}$ необходимо определить межцентровые расстояния M_{1i} между окнами распределительного устройства и окнами нагнетания золотникового устройства и M_{2i} – между окнами распределительного устройства и окнами слива золотникового устройства при условиях (рис. 2.12):

- первая четверть: $0 \leq \alpha_i \leq \frac{\pi}{2}; 0 \leq \beta_{n_i} \leq \frac{\pi}{2}; 0 \leq \beta_{cl_i} \leq \frac{\pi}{2};$
- вторая четверть: $\frac{\pi}{2} < \alpha_i \leq \pi; \frac{\pi}{2} < \beta_{n_i} \leq \pi; \frac{\pi}{2} < \beta_{cl_i} \leq \pi;$
- третья четверть: $\pi < \alpha_i \leq \frac{3\pi}{2}; \pi < \beta_{n_i} \leq \frac{3\pi}{2}; \pi < \beta_{cl_i} \leq \frac{3\pi}{2};$
- четвертая четверть: $\frac{3\pi}{2} < \alpha_i \leq 2\pi; \frac{3\pi}{2} < \beta_{n_i} \leq 2\pi; \frac{3\pi}{2} < \beta_{cl_i} \leq 2\pi.$

Причем, существует четыре варианта расположения окон распределительного и золотникового устройств в четвертях:

- первый вариант: след центра окна распределительного устройства на оси OO' расположен выше следов центров окон нагнетания или слива золотникового устройства;
- второй вариант: след центра окна распределительного устройства на оси OO' расположен ниже следов центров окон нагнетания и слива золотникового устройства;
- третий вариант: след центра окна распределительного устройства на оси $O''O'''$ расположен правее следов центров окон нагнетания или слива золотникового устройства;
- четвертый вариант: след центра окна распределительного устройства на оси $O''O'''$ расположен левее следов центров окон нагнетания и слива золотникового устройства.

Методика определения межцентровых расстояний M_{1i} между центрами окон O_{p_i} распределительного устройства и окон O_{n_i} нагнетания золотникового устройства, а так же M_{2i} – между центрами окон O_{p_i} распределительного устройства и окон O_{cl_i} слива золотникового устройства приведена в разделе 6.

Определение перетечек в вытеснительной и распределительной системах гидровращателя планетарного типа.

Из анализа конструкций гидровращателей планетарного типа установлено, что в этих гидромашинах вытеснительная и распределительная системы выполнены смещенными (рис. 2.11), т.е. элементы вытеснительной системы (шестерня 2 и крышки 3) одновременно являются элементами распределительной системы. То есть, обе крышки 1 (рис. 2.14) гидровращателя являясь торцевыми ограничителями рабочих камер вытеснителей (направляющей 2 и шестерни 3), в тоже время выполняют роль золотников обычной планетарной гидромашины, что позволяет обеспечить гидравлическое равновесие шестерни 3 относительно крышек 1 в пределах существующего (конструктивного) торцевого зазора. Учитывая такую (специфическую) конструкцию гидровращателя необходимо отметить, что торцевые утечки в исследуемой конструкции отсутствуют, поэтому в гидровращателе отсутствует и дренажная магистраль. Также необходимо отметить, что шестерня 3 не имеет никаких жестких кинематических связей с направляющей 2 и поэтому при работе самоустанавливается. Следовательно, перетечки через радиальный зазор образованный вытеснительными элементами гидровращателя планетарного типа, практически отсутствуют (равны нулю).

При расчетах непосредственного распределения рабочей жидкости гидровращателях планетарного типа, основную трудность представляет определение перетечек через торцевой зазор образованный вытеснительными и распределительными элементами гидровращателя, а так же определение величины давления рабочей жидкости, в этом зазоре, значение которого зависит от ряда конструктивных и технологичных факторов (точности изготовления элементов вытеснительной и распределительной систем, качества рабочей жидкости и др.). Поэтому определение и нормирование торцевых зазоров в вытеснительных и распределительных элементах планетарного гидровращателя является неотъемлемой составляющей в общей цепочке факторов требующих проведения теоретических исследований.

Взяв за основу методики [19,104,105,115,116,118] определим расход рабочей жидкости через торцевой зазор и давление, действующее в нем рассматрив течение рабочей жидкости в зазоре высотой h , образованном двумя параллельными поверхностями крышек 1 и шестерни 3 (рис. 2.14).

На рис. 2.14, а представлены торцевая поверхность одной из крышек 1 гидровращателя планетарного типа и торцевая поверхность шестерни 3 (рис. 2.14, б), выполняющие роль распределительного устройства. Причем, количество распределительных окон шестерни в двое меньше, чем количество окон крышки. На рис. 2.14, в и рис. 2.14, г изображены схемы движения рабочей жидкости в торцевом зазоре планетарного гидровращателя, образованном торцевыми поверхностями шестерни и крышек.

Рассмотрим течение рабочей жидкости между торцевыми поверхностями крышек, которые неподвижны и торцевой поверхностью шестерни, совершает возвратно-поступательное движение со скоростью $\frac{dh}{dt}$ в своей плоскости (рис. 2.14).

Считаем, что течение в тонкой пленке зазора по кольцу, ограниченному внутренним радиусом R_n^0 направляющей и внешним радиусом уплотнения R_{yn}^0 (рис. 2.14) является стационарным ламинарным течением несжимаемой жидкости.

Принимаем составляющую скорости вдоль оси равной $v_z = 0$, по окружности – $v_\phi = 0$, в направлении радиуса – $v_r = v(r, z, t)$.

Для расчета течений рабочей жидкости в зазорах между торцевыми поверхностями элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателя используем известные уравнения движения несжимаемой вязкой жидкости, уравнение энергии и уравнения сплошности [115,116].

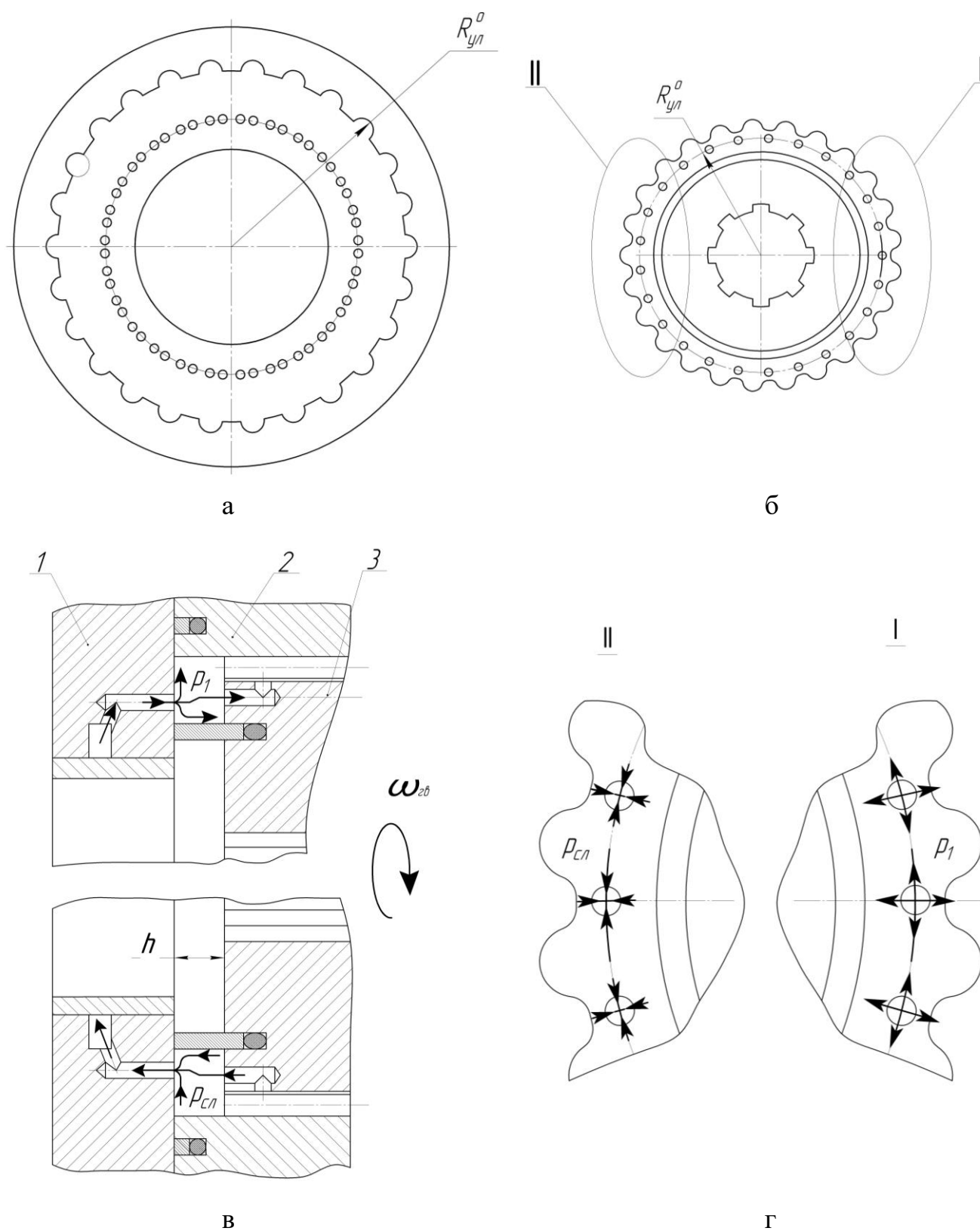


Рис. 2.14. Расчетная схема определения течения рабочей жидкости в зазоре, образованном: 1 – крышками, 2 – направляющей и 3 – шестерней

С учетом принятых допущений уравнения движения, энергии и сплошности примут вид:

$$\frac{\partial \mathbf{v}_r}{\partial t} + \mathbf{v}_r \frac{\partial \mathbf{v}_r}{\partial \mathbf{r}} = \nu \left(\frac{\partial^2 \mathbf{v}_r}{\partial z^2} + \frac{1}{\mathbf{r}} \cdot \frac{\partial \mathbf{v}_r}{\partial \mathbf{r}} - \frac{\mathbf{v}_r}{\mathbf{r}^2} + \frac{\partial^2 \mathbf{v}_r}{\partial \mathbf{r}^2} \right) - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \mathbf{p}}{\partial \mathbf{r}}; \quad (2.125)$$

$$\frac{\partial \mathbf{p}}{\partial \varphi} = 0; \quad (2.126)$$

$$\frac{\partial \mathbf{p}}{\partial z} = 0; \quad (2.127)$$

$$\frac{1}{\mathbf{r}} \cdot \frac{\partial}{\partial \mathbf{r}} (\mathbf{r} \cdot \mathbf{v}) \pm \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{d\mathbf{h}}{dt} \right) = 0, \quad (2.128)$$

где $\frac{\partial \mathbf{v}_r}{\partial t}$ – локальная составляющая ускорения, учитывающая неустановив-

шийся характер течения рабочей жидкости;

$\mathbf{v}_r$ – скорость потока рабочей жидкости;

ρ – плотность рабочей жидкости;

ν – коэффициент кинематической вязкости жидкости;

$\mathbf{p}$ – давление рабочей жидкости;

t – время.

Обозначим через $\mathbf{R}_{cp}$ радиус, на котором давление жидкости между плоскостями, возникающее за счет скорости $\frac{d\mathbf{h}}{dt}$ и ускорения $\frac{d^2\mathbf{h}}{dt^2}$, имеет экстремальное значение.

Из условия постоянства расхода жидкости [116] через внешний и внутренний радиусы получим

$$\mathbf{R}_{cp} = \sqrt{\frac{\mathbf{R}_{yn}^{0\ 2} + \mathbf{R}_n^{0\ 2}}{2}}, \quad (2.129)$$

а из условий сохранения массы, рассматривая процесс, как квазистатический

$$|\boldsymbol{\nu}_r|_{cp} = \frac{(R_{cp}^2 - r^2)}{2\mathbf{r} \cdot \mathbf{h}} \frac{dh}{dt}. \quad (2.130)$$

Используя уравнение (2.130) для замены в выражении (2.125) $\boldsymbol{\nu}_r$, $\frac{\partial \boldsymbol{\nu}_r}{\partial t}$,

$\frac{\partial \boldsymbol{\nu}_r}{\partial \mathbf{r}}$ и $\frac{\partial^2 \boldsymbol{\nu}_r}{\partial \mathbf{r}^2}$ получим

$$\frac{\partial^2 \boldsymbol{\nu}_r}{\partial \mathbf{z}^2} = \frac{1}{\nu} \left[\frac{d^2 \mathbf{h}}{dt^2} \left(\frac{R_{cp}^2}{2\mathbf{r} \cdot \mathbf{h}} - \frac{\mathbf{r}}{2h} \right) - \left(\frac{d\mathbf{h}}{dt} \right)^2 \cdot \left(\frac{R_{cp}^4}{2r^3 \cdot h^2} + \frac{R_{cp}^2}{2\mathbf{r} \cdot h^2} - \frac{\mathbf{r}}{h^2} \right) + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dr} \right]. \quad (2.131)$$

Граничные условия:

$$\boldsymbol{\nu}_r = 0 \text{ при } \mathbf{z} = 0 \text{ и } \mathbf{z} = \mathbf{h}. \quad (2.132)$$

После интегрирования уравнения (2.131) будем иметь

$$\boldsymbol{\nu}_r = \frac{(\mathbf{z}^2 - \mathbf{h} \cdot \mathbf{z})}{2} \cdot \left\{ \frac{1}{\nu} \frac{d^2 \mathbf{h}}{dt^2} \cdot \left(\frac{R_{cp}^2}{2\mathbf{r} \cdot \mathbf{h}} - \frac{\mathbf{r}}{2h} \right) - \left(\frac{d\mathbf{h}}{dt} \right)^2 \cdot \left(\frac{R_{cp}^4}{2r^3 \cdot h^2} + \frac{R_{cp}^2}{2\mathbf{r} \cdot h^2} - \frac{\mathbf{r}}{h^2} \right) + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dr} \right\}. \quad (2.133)$$

Из условий сохранения массы следует

$$-\pi \cdot (R_{cp}^2 - r^2) \frac{dh}{dt} = \int_0^h 2\pi \mathbf{r} \cdot \boldsymbol{\nu}_r \, dz. \quad (2.134)$$

Подставив в это уравнение значение $\boldsymbol{\nu}_r$ из выражения (2.133) и проинтегрировав, получим

$$\frac{dh}{dt} \frac{(R_{cp}^2 - r^2)}{2r} = \frac{h^3}{12} \cdot \frac{1}{\nu} \left[\frac{d^2 \mathbf{h}}{dt^2} \cdot \left(\frac{R_{cp}^2}{2\mathbf{r} \cdot \mathbf{h}} - \frac{\mathbf{r}}{2h} \right) - \left(\frac{d\mathbf{h}}{dt} \right)^2 \cdot \left(\frac{R_{cp}^4}{2r^3 \cdot h^2} + \frac{R_{cp}^2}{2\mathbf{r} \cdot h^2} - \frac{\mathbf{r}}{h^2} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dz} \right) \right]. \quad (2.135)$$

Откуда

$$\begin{aligned} \frac{d\rho}{dr} = & \mu \left[\frac{6(R_{cp}^2 - r^2)}{r \cdot h^3} \cdot \frac{dh}{dt} \right] - \rho \left[\frac{d^2 \mathbf{h}}{dt^2} \cdot \left(\frac{R_{cp}^2}{2\mathbf{r} \cdot \mathbf{h}} - \frac{\mathbf{r}}{2h} \right) + \right. \\ & \left. + \left(\frac{d\mathbf{h}}{dt} \right)^2 \cdot \left(\frac{R_{cp}^4}{2r^3 \cdot h^2} + \frac{R_{cp}^2}{2\mathbf{r} \cdot h^2} - \frac{\mathbf{r}}{h^2} \right) \right]. \end{aligned} \quad (2.136)$$

Подставляя уравнение (2.136) в выражение (2.133) будем иметь

$$\nu_r = \frac{3(R_{cp}^2 - r^2)}{r \cdot h^3} \cdot (z^2 - h \cdot z) \frac{dh}{dt}. \quad (2.137)$$

Теперь, используя равенство (2.137) для замены ν_r , $\frac{\partial \nu_r}{\partial t}$, $\frac{\partial \nu_r}{\partial r}$ и $\frac{\partial^2 \nu_r}{\partial r^2}$

в уравнении (2.125), получим его в следующем виде:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 \nu_r}{\partial z^2} = \frac{1}{\nu} & \left[\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dp}{dr} + \frac{9r \cdot z^4}{h^6} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 - \frac{18r \cdot z^3}{h^5} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \frac{3r \cdot z^2}{h^3} \cdot \frac{d^2 h}{dt^2} \mp \frac{3r \cdot z}{h^2} \cdot \frac{d^2 h}{dt^2} + \right. \\ & + \frac{6r \cdot z}{h^3} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \mp \frac{3R_{cp}^2 \cdot z^2}{h^3} \cdot \frac{d^2 h}{dt^2} - \frac{9R_{cp}^4 \cdot z^4}{h^6 \cdot z^3} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 + \frac{18R_{cp}^4 \cdot z^3}{h^5 \cdot z^3} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \mp \\ & \left. \mp \frac{3R_{cp}^2 \cdot z}{h^2 \cdot r} \cdot \frac{d^2 h}{dt^2} + \frac{9R_{cp}^2 \cdot z^2}{h^4 \cdot r} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 - \frac{9R_{cp}^4 \cdot z^2}{h^4 \cdot r^3} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 - \frac{6R_{cp}^2 \cdot z}{h^3 \cdot r} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (2.138)$$

Проинтегрировав уравнение (2.138) с учетом граничных условий (2.132), получим выражение для ν_r

$$\begin{aligned} \nu_r = \frac{1}{\nu} & \left[\frac{1}{2\rho} \cdot \frac{dp}{dr} \cdot (z^2 - h \cdot z) + \frac{3r}{10s^6} \cdot (z^6 - h^5 \cdot z) \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 - \frac{9r \cdot (z^5 - h^4 \cdot z)}{10h^5} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \mp \right. \\ & \mp \frac{r \cdot (z^4 - h^3 \cdot z)}{4h^3} \cdot \frac{d^2 h}{dt^2} \mp \frac{r \cdot (z^3 - h^2 \cdot z)}{2h^2} \cdot \frac{d^2 h}{dt^2} + \frac{r \cdot (z^3 - h^2 \cdot z)}{h^3} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \mp \\ & \mp \frac{R_{cp}^2 \cdot (z^4 - h^3 \cdot z)}{4s^3 \cdot r} \cdot \frac{d^2 h}{dt^2} - \frac{3R_{cp}^4 \cdot (z^6 - h^5 \cdot z)}{10h^6 \cdot r^3} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 + \frac{9R_{cp}^4 \cdot (z^5 - h^4 \cdot z)}{10h^5 \cdot r^3} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \\ & \pm \frac{R_{cp}^2 \cdot (z^3 - h^2 \cdot z)}{2h^2 \cdot r} \cdot \frac{d^2 h}{dt^2} + \frac{3R_{cp}^2 \cdot (z^4 - h^3 \cdot z)}{4h^4 \cdot r} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 - \frac{3R_{cp}^4 \cdot (z^4 - h^3 \cdot z)}{4h^4 \cdot r^3} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 - \\ & \left. - \frac{R_{cp}^2 \cdot (z^3 - h^2 \cdot z)}{h^3 \cdot r} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (2.139)$$

Интегрируя обе части уравнения (2.128) по z в пределах от 0 до h , получаем

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(\int_0^h r \cdot \nu_r dz \right) \pm \frac{dh}{dt} = 0. \quad (2.140)$$

После интегрирования этого уравнения по r будем иметь

$$\int_0^h r \cdot v_r dz = \pm \frac{r^2}{2} \cdot \frac{dh}{dt} + C, \quad (2.141)$$

где C – постоянная интегрирования.

Подставив в левую часть выражения (2.141) значение v из равенства (2.139) и вычислив интеграл, получим

$$\begin{aligned} \pm \frac{r^2}{2} \cdot \frac{dh}{dt} + C = \frac{1}{v} & \left[-\frac{h^3}{12\rho} \cdot \frac{dp}{dr} - \frac{2r \cdot h}{35} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \frac{r \cdot h^2}{20} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \mp \right. \\ & \left. \mp \frac{R_{cp}^2 \cdot h^2}{20r} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} + \frac{9R_{cp}^4 \cdot h}{280r^3} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 + \frac{R_{cp}^2 \cdot h}{40r} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \right], \end{aligned} \quad (2.142)$$

откуда

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dr} = \rho & \left[-\frac{24r}{35h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \frac{3r}{5h} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \mp \frac{3R_{cp}^2}{5h \cdot r} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} + \right. \\ & \left. + \frac{27R_{cp}^4}{40r^3 \cdot h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 + \frac{3R_{cp}^2}{10r \cdot h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \right] \mp \frac{6r \cdot \mu}{h^3} \cdot \frac{dh}{dt} - \frac{12\mu \cdot C}{r \cdot h^3}. \end{aligned} \quad (2.143)$$

После интегрирования равенства (2.143) с учетом граничных условий:

Граничные условия для рассматриваемого случая:

$$\left. \begin{aligned} p &= p_{cl} \quad \text{при } r = R_{yn}^0 \\ p &= p_1 \quad \text{при } r = R_n^0 \end{aligned} \right\} \quad (2.144)$$

определим величину C

$$\begin{aligned} C = \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{1}{\ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0}} \cdot \left\{ \rho & \left[-\frac{12(R_n^{02} - R_{yn}^{02})}{35h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \frac{3(R_n^{02} - R_{yn}^{02})}{10h} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \mp \right. \right. \\ & \left. \mp \frac{3R_{cp}^2}{5h} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} - \frac{27R_{cp}^4}{140h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{R_n^{02}} - \frac{1}{R_{yn}^{02}} \right) + \frac{3R_{cp}^2}{10h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \frac{1}{\ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0}} - \right. \\ & \left. \left. - (p_1 - p_{cl}) \right] \pm \frac{3\mu}{5h^3} \cdot \frac{dh}{dt} \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02}) \right\}. \end{aligned} \quad (2.145)$$

Подставив в уравнение (2.143) значение $\mathbf{C}$ получим

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dr} = \rho & \left[-\frac{24r}{35h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \frac{3r}{5h} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \mp \frac{3R_{cp}^2}{5h \cdot r} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} + \frac{27R_{cp}^4}{70r^3 \cdot h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 + \right. \\ & \left. + \frac{3R_{cp}^2}{10r \cdot h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \right] \mp \frac{6r \cdot \mu}{h^3} \cdot \frac{dh}{dt} - \frac{\rho}{r \cdot \ln \frac{R_h^0}{R_{yn}^0}} \cdot \left[-\frac{12(R_h^{02} - R_{yn}^{02})}{35h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \right. \\ & \left. \pm \frac{3(R_h^{02} - R_{yn}^{02})}{10h} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \mp \frac{3R_{cp}^2}{5h} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} - \frac{27R_{cp}^4}{140h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{R_h^{02}} - \frac{1}{R_{yn}^{02}} \right) + \right. \\ & \left. + \frac{3R_{cp}^2}{10h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \ln \frac{R_h^0}{R_{yn}^0} - \frac{(p_1 - p_{cn})}{\rho} \mp \frac{3\nu}{h^3} \cdot \frac{dh}{dt} \cdot (R_h^{02} - R_{yn}^{02}) \right]. \end{aligned} \quad (2.146)$$

Заменив в равенстве (2.139) $\frac{dp}{dr}$ его значением из выражения (2.146),

получим

$$\begin{aligned} v_r = \frac{1}{\nu} & \left\{ \frac{(z^2 - h \cdot z)}{2} \cdot \left[-\frac{24r}{35h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \frac{3r}{5h} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \mp \frac{3R_{cp}^2}{5h \cdot r} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} + \frac{27R_{cp}^4}{70r^3 \cdot h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 + \right. \right. \\ & \left. + \frac{3R_{cp}^2}{10r \cdot h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \right] \mp \frac{3r \cdot \nu}{h^3} \cdot \frac{dh}{dt} \cdot (z^2 - h \cdot z) - \frac{(z^2 - h \cdot z)}{2r \cdot \ln \frac{R_h^0}{R_{yn}^0}} \cdot \left[-\frac{12(R_h^{02} - R_{yn}^{02})}{35h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \right. \\ & \left. \pm \frac{3(R_h^{02} - R_{yn}^{02})}{10h} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \mp \frac{3R_{cp}^2}{5h} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} - \frac{27R_{cp}^4}{140h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{R_h^{02}} - \frac{1}{R_{yn}^{02}} \right) + \frac{3R_{cp}^2}{10h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \ln \frac{R_h^0}{R_{yn}^0} - \right. \\ & \left. - \frac{(p_1 - p_{cn})}{\rho} \mp \frac{3\nu}{h^3} \cdot \frac{dh}{dt} \cdot (R_h^{02} - R_{yn}^{02}) \right] + \frac{3r}{10h^6} \cdot (z^6 - h^5 \cdot z) \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 - \\ & - \frac{9r}{10h^5} \cdot (z^5 - h^4 \cdot z) \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \mp \frac{r \cdot (z^4 - h^3 \cdot z)}{4h^3} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \mp \frac{r \cdot (z^3 - h^2 \cdot z)}{2h^2} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} + \\ & + \frac{r \cdot (z^3 - h^2 \cdot z)}{2h^2} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \mp \frac{R_{cp}^2 \cdot (z^4 - h^3 \cdot z)}{2h^3 \cdot z} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} - \frac{3R_{cp}^4 \cdot (z^6 - h^5 \cdot z)}{10h^6 \cdot r^3} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 + \\ & + \frac{9R_{cp}^4 \cdot (z^5 - h^4 \cdot z)}{10h^5 \cdot r^3} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \frac{R_{cp}^2 \cdot (z^3 - h^2 \cdot z)}{2h^2 \cdot r} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} + \frac{3R_{cp}^2 \cdot (z^4 - h^3 \cdot z)}{4h^4 \cdot r} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 - \\ & \left. - \frac{3R_{cp}^4 \cdot (z^4 - h^3 \cdot z)}{4h^4 \cdot r^3} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 - \frac{R_{cp}^2 \cdot (z^3 - h^2 \cdot z)}{h^3 \cdot r} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \right\}. \end{aligned} \quad (2.147)$$

Среднее значение скорости течения рабочей жидкости в зазоре, образованном торцевыми поверхностями крышек и шестерни

$$v_{cp} = \frac{1}{h} \int_0^h v \, dh = \frac{1}{h \cdot v} \left\{ \pm \frac{r \cdot v}{2} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{1}{12r \cdot \ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0}} \cdot \left[-\frac{12h \cdot (R_n^{02} - r_1^2)}{35} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \right. \right. \\ \left. \pm \frac{3h^2 \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02})}{10} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \mp \frac{3R_{cp}^2 \cdot h^2}{5} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} - \frac{27R_{cp}^4 \cdot h}{140} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{R_n^{02}} - \frac{1}{R_{yn}^{02}} \right) + \right. \\ \left. \left. + \frac{3R_{cp}^2 \cdot h}{10} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0} - \frac{h^3 \cdot (p_1 - p_{cl})}{\rho} \mp 3v \cdot \frac{dh}{dt} \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02}) \right] \right\}. \quad (2.148)$$

Рабочая жидкость через каналы в крышках поступает в распределительные отверстия шестерни, а затем в рабочие камеры гидровращателя. Шестерня (выполняющая роль распределителя) движется между двумя крышками с равномерным (в результате уравнивания) зазором. Отработанная жидкость сливается аналогично в обратном порядке.

Таким образом, перетечки рабочей жидкости в торцевом зазоре гидровращателя можно определить выражениями:

$$Q_{z6.n} = 2\pi \cdot r \cdot h \cdot v_{cp} = \frac{2\pi \cdot r}{v} \cdot \left\{ \pm \frac{r \cdot v}{2} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{1}{12r \cdot \ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0}} \cdot \left[-\frac{12h \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02})}{35} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \right. \right. \\ \left. \pm \frac{3h^2 \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02})}{10} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \mp \frac{3R_{cp}^2 \cdot h^2}{5} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} - \frac{27R_{cp}^4 \cdot h}{140} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{R_n^{02}} - \frac{1}{R_{yn}^{02}} \right) + \right. \\ \left. \left. + \frac{3R_{cp}^2 \cdot h}{10} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0} - \frac{h^3 \cdot (p_1 - p_{cl})}{\rho} \mp 3v \cdot \frac{dh}{dt} \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02}) \right] \right\}. \quad (2.149)$$

Решая уравнение (2.149) относительно p_1 получим выражение для определения давления рабочей жидкости в торцевом зазоре вытеснительных элементов гидровращателя.

Поскольку дифференциальные уравнения, описывающие течение рабо-

чей жидкости, являются линейными, то гидростатодинамическую задачу можно разделить на две [6]. Давление жидкости между поверхностями шестерни и крышек является суммой статического и динамического давлений. При этом статическое давление создает значительную часть уравнивающей силы, а динамическое поле давлений усиливает действие уравнивающей силы, действующей в зазоре между поверхностями шестерни и крышек.

Таким образом, проведенные теоретические исследования позволяют нормировать и обеспечить оптимальную величину торцевых зазоров, обеспечивающего работоспособность проектируемого гидровращателя планетарного типа.

2.3.3. Характеристика объемного, гидравлического, механического и общего КПД гидровращателя планетарного типа.

Эффективность работы гидровращателя как обычного гидромотора оценивается коэффициентом полезного действия (КПД). Общий КПД любого механизма определяется отношением полезной мощности N_n к затрачиваемой N_z [135], в свою очередь полезная мощность гидровращателя характеризуется взаимосвязью выходных параметров гидровращателя

$$N_n = M_{кр} \cdot n_{zv}, \quad (2.150)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент на «валу» гидровращателя,

$$M_{кр} = V_{zv} \cdot \Delta p \cdot \eta_{zm};$$

где V_{zv} – рабочий объем гидровращателя;

Δp – перепад давлений на входе и выходе гидровращателя, при

давлении на выходе равном нулю $\Delta p = p_1$;

η_{zm} – гидромеханический КПД гидровращателя;

n_{zv} – частота вращения вала гидровращателя.

Тогда полезная мощность гидровращателя можно представить как:

$$N_n = V_{zв} \cdot p_1 \cdot \eta_{zm} \cdot n_{zв}, \quad (2.151)$$

где η_{zm} – гидромеханический КПД гидровращателя;

p_1 – давление рабочей жидкости на входе в гидровращатель.

Затрачиваемая мощность N_z характеризуется взаимосвязью входных параметров гидровращателя

$$N_z = Q_{zв} \cdot p_1,$$

где $Q_{zв}$ – расход рабочей жидкости, подводимой к гидромотору, при отсутствии дренажа и утечек

$$Q_{zв} = \frac{V_{zв} \cdot n_{zв}}{\eta_{об}}.$$

Тогда мощность затрачиваемая гидровращателем N_z будет равна:

$$N_z = \frac{V_{zв} \cdot n_{zв} \cdot p_{ex}}{\eta_{об}}. \quad (2.152)$$

Отношение полезной мощности N_n к затрачиваемой N_z характеризует общий КПД η гидровращателя [7], который с учетом (2.151) и (2.152) можно представить:

$$\eta = \frac{N_n}{N_z} = \frac{V_{zв} \cdot p_1 \cdot \eta_{zm} \cdot n_{zв} \cdot \eta_{об}}{V_{zв} \cdot n_{zв} \cdot p_1} = \eta_{zm} \cdot \eta_{об}. \quad (2.153)$$

Из выражения (2.151) с учетом (2.150), (2.38) и (2.52) после преобразований гидромеханический КПД η_{zm} можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned} \eta_{zm} = & \frac{M_u \cdot c}{R_u \cdot Z_u \cdot b \cdot e \cdot p_1 \cdot J_{np} \cdot k_1^2} (1 - \cos k_1 t) + \\ & + \frac{M_u \cdot m \cdot k_2^2 \cdot c}{R_u \cdot Z_u \cdot b \cdot e \cdot p_1 \cdot J_{zв} \cdot (k_1^2 - k_2^2) \cdot (m + J_{zв} + J_{np})} \cdot \left(\frac{1}{k_1^2} \cdot \cos k_1 t - \frac{1}{k_2^2} \cdot \cos k_2 t \right) + \\ & + \frac{M_u \cdot m \cdot c}{R_u \cdot Z_u \cdot b \cdot e \cdot p_1 \cdot J_{zв} \cdot k_1^2 \cdot (m + J_{zв} + J_{np})} + \frac{M_c}{R_u \cdot Z_u \cdot b \cdot e \cdot p_1}. \end{aligned} \quad (2.154)$$

Гидромеханический КПД гидровращателя определяется произведением механического и гидравлического КПД [7]

$$\eta_{г.м} = \eta_{м} \cdot \eta_{г}.$$

Механический КПД $\eta_{м}$ гидровращателя характеризуется потерями на трение между подвижными элементами вытеснительной и распределительной систем планетарного гидровращателя (циклоидаальный профиль вытеснительных элементов и торцевые поверхности распределительных элементов). Так как все трущиеся поверхности вытеснительных и распределительных элементов гидровращателя работают с обильной смазкой (в «масляной ванне») механический КПД равен $\eta_{м} = 0,92...0,96$, т.е. механические потери составляют 4...8% (рассчитываемое значение для серийного гидровращателя). Учитывая, что значения гидромеханического КПД серийных гидровращателей планетарного типа находятся в пределах $\eta_{г.м} = 0,58...0,62$ (потери составляют 38...42%), тогда значения гидравлического КПД, характеризующегося потерями давления рабочей жидкости при движении ее по подводящим (отводящим) каналам и каналам в распределительной системе, для серийных гидровращателей планетарного типа будут находиться в пределах $\eta_{г} = 0,60...0,63$ (гидравлические потери составляют 37...40%).

Объемный КПД гидровращателей планетарного типа характеризуется потерями расхода рабочей жидкости, обусловленными перетечками в рабочих элементах (вытеснительная и распределительная системы). Объемный КПД для серийных планетарных гидровращателей находится в пределах $\eta_{об} = 0,81...0,86$, т.е. объемные потери составляют 14...19%.

В гидровращателе планетарного типа объемные потери определяются перетечками в распределительной системе через зазор между торцевыми поверхностями элементов распределительной системы (шестерни и крышек) и равны отношению геометрического расхода $Q_{г.г} = Q_{г} - Q_{г.п}$ жидкости к действительному $Q_{г}$ (расходу подводимому к гидровращателю):

$$\eta_{об} = \frac{Q_{зб} - Q_{зб.н}}{Q_{зб}} = 1 - \frac{Q_{зб.н}}{Q_{зб}}, \quad (2.155)$$

Подставив в выражение (2.155) выражения (2.41) и (2.149), после преобразования получим выражение определяющие объемный КПД в распределительной системе гидровращателя планетарного типа:

$$\begin{aligned} \eta_{об} = & 1 - \frac{2\pi \cdot r}{\nu} \cdot \left[R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e \cdot \omega_{зб}(t) + C_{зб.у} \cdot p_1(t) + \right. \\ & + \left(C_{зб.н} + C_{зб} \cdot \frac{\omega_{зб}(t)}{E_{жс}} \right) \cdot [p_1(t) - p_{сн}(t)] + \frac{(2\pi \cdot R_n \cdot Z_n \cdot b \cdot e + V_{зб.м})}{2 \cdot E_{жс}} \frac{dp_1(t)}{dt} \left. \right]^{-1} \times \\ & \times \left\{ \pm \frac{r \cdot \nu}{2} \cdot \frac{dh}{dt} + \frac{1}{12r \cdot \ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0}} \cdot \left[-\frac{12h \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02})}{35} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \pm \right. \right. \\ & \pm \frac{3h^2 \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02})}{10} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} \mp \frac{3R_{cp}^2 \cdot h^2}{5} \cdot \frac{d^2h}{dt^2} - \frac{27R_{cp}^4 \cdot h}{140} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{R_n^{02}} - \frac{1}{R_{yn}^{02}} \right) + \\ & \left. \left. + \frac{3R_{cp}^2 \cdot h}{10} \cdot \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \cdot \ln \frac{R_n^0}{R_{yn}^0} - \frac{h^3 \cdot (p_1 - p_{сн})}{\rho} \pm 3\nu \cdot \frac{dh}{dt} \cdot (R_n^{02} - R_{yn}^{02}) \right] \right\} \end{aligned} \quad (2.156)$$

Если механический и объемный КПД планетарного гидровращателя можно определить расчетным и экспериментальным путем, то ввиду сложности подводных (отводящих) каналов планетарных гидромашин, их конфигурации, формы сечения и протяженности гидравлический КПД рассчитать очень затруднительно. В этой связи необходимо проведение параметрических исследований изменения гидравлического КПД планетарного гидровращателя с учетом разработанных математических моделей, при наличии конкретных исходных условий моделирования, ограничений и допущений.

Полученная математическая модель рабочих процессов планетарного гидровращателя, работающего в составе гидроагрегата описывает динамиче-

ские процессы, происходящие в элементах гидроагрегата с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем планетарного гидровращателя и их взаимного влияния на изменение его выходных характеристик.

2.4. Выводы

На основании выполненных исследований можно сделать следующие выводы:

- разработана математическая модель рабочих процессов гидроагрегата с планетарным гидровращателем, с приводным двигателем и инерционной нагрузкой включающая уравнения расходов и неразрывности потока на основе системного подхода, где гидроустройства (включая рабочую жидкость) рассматриваются во взаимосвязи, как единое целое. Математическая модель представляет собой систему дифференциальных, алгебраических, трансцендентных уравнений и неравенств, учитывает нелинейности, ограничения и погрешности моделируемых элементов, соответствующие физике их функционирования. Модель разрабатывалась для последующего исследования динамики гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата с применением стандартных блоков пакета имитационного моделирования Vissim;

- разработан математический аппарат и алгоритм расчета, позволяющие определить взаимосвязь геометрических параметров и выходных характеристик вытеснительной и распределительной систем планетарного гидровращателя путем моделирования изменения выходных параметров гидроагрегата с планетарным гидровращателем в процессе привода активных рабочих органов мобильной техники;

- выполненное более полное математическое описание процессов, происходящих в каждом элементе гидроагрегата открывает возможности исследования статических и динамических характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата с необходимой корректи-

ровкой любого элемента гидроагрегата; определения перемещения и скорости движения плунжера предохранительного клапана, «вала» гидровращателя и другие фазовые координаты в функции времени, что затруднительно измерить на реальном объекте; исследования влияния на динамику гидроагрегата двухфазной рабочей жидкости и конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем планетарного гидровращателя; добиться в процессе моделирования адекватности модели реальному объекту путем коррекции и ввода дополнительных выражений, ограничений и допущений;

– разработанная математическая модель является основой, для решения поставленной в работе научно-практической проблемы – усовершенствование теории расчета и проектирования рабочих поверхностей вытеснительной и распределительной систем гидровращателей планетарного типа на базе исследования их рабочих процессов.

РАЗДЕЛ 3

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

3.1. Постановка задачи

Анализ выполненных работ показывает, что математические модели, применяемые в предыдущих исследованиях, недостаточно корректно отражали рабочие процессы гидравлических вращателей планетарного типа, не в полной мере описывали работу и взаимосвязи всех элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателей, принятый ряд допущений хоть и упрощал производимые вычисления, но и сильно искажал точность показателей, полученных при использовании известных математических моделей применительно к гидравлическим вращателям планетарного типа. Выполненные исследования проводились без учета ряда важных факторов, определяющих работу системы непосредственного распределения рабочей жидкости, что не позволяет разработать математическую модель, соответствующую реалиям планетарных гидравлических вращателей, и как следствие, эффективно использовать современные математические методы проектирования и расчета.

К числу таких факторов можно отнести: заполнение рабочих камер гидравлического вращателя планетарного типа, образованных элементами его вытеснительной системы рабочей жидкостью, при формировании вращающегося гидравлического поля; математическое описание потерь при течении рабочей жидкости в проточных частях распределительной системы планетарного гидровращателя, при определении его геометрических параметров и выходных характеристик; повышение точности расчета гидравлических, механических и объемных потерь в планетарном гидровращателе; определение геометрических параметров элементов распределительной системы непосредственного типа для планетарных гидравлических вращателей; определение геометрических параметров элементов вытеснительной системы определяющих формирование вращающегося гидравлического поля для гид-

равлических вращателей планетарного типа.

В этой связи, на данном этапе предлагается проведение параметрических исследований, которые позволят установить влияние геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем на изменение выходных характеристик планетарного гидровращателя. С целью проверки адекватности полученных уравнений, описывающих взаимосвязь геометрических параметров и выходных характеристик планетарного гидровращателя, предполагается проведение сравнительных теоретических и экспериментальных исследований для серийного и модернизированного гидровращателей.

3.2. Параметрические исследования вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа

В гидравлических вращателях планетарного типа с использованием непосредственной системы распределения рабочей жидкости, 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.

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

Для моделирования работы вытеснительной системы принимаем следующие исходные данные и начальные условия, которые заданы блоком 1

(рис. 3.1):

- рабочий объем серийного и модернизированного гидровращателей $V_{26} = 6300 \text{ см}^3$;
- количество зубьев направляющей $Z_{напр(c)} = 26$ серийного и $Z_{напр(m)} = 14$ модернизированного гидровращателей;
- количество зубьев шестерни $Z_{ш(c)} = 25$ серийного и $Z_{ш(m)} = 13$ модернизированного гидровращателей;
- радиус окружности расположения центров зубьев $R_{ш(c)} = 80,0766 \text{ мм}$ шестерни серийного и $R_{ш(m)} = 73,6473 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;
- радиус зубьев шестерни $r_{ш(c)} = 6 \text{ мм}$ серийного и $r_{ш(m)} = 9 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;
- радиус зубьев направляющей $r_{н(c)} = 6 \text{ мм}$ серийного и $r_{н(m)} = 11,8 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;
- эксцентриситет $e_c = 3,0266 \text{ мм}$ серийного и $e_m = 5,9473 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей.

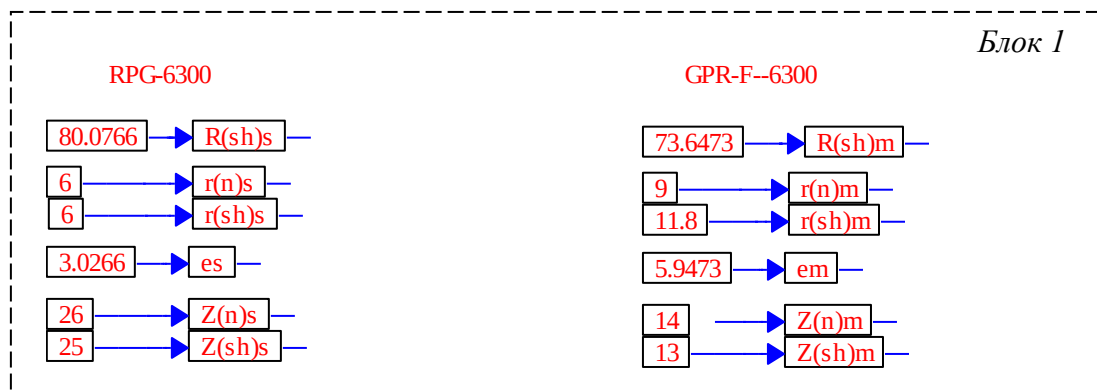


Рис. 3.1. Блок исходных данных для определения зазора между элементами вытеснительной системы

Блок 2 (рис. 3.2) позволяет определить угловое расположение зубьев шестерни и направляющей серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа согласно выражениям (2.54), (2.55).

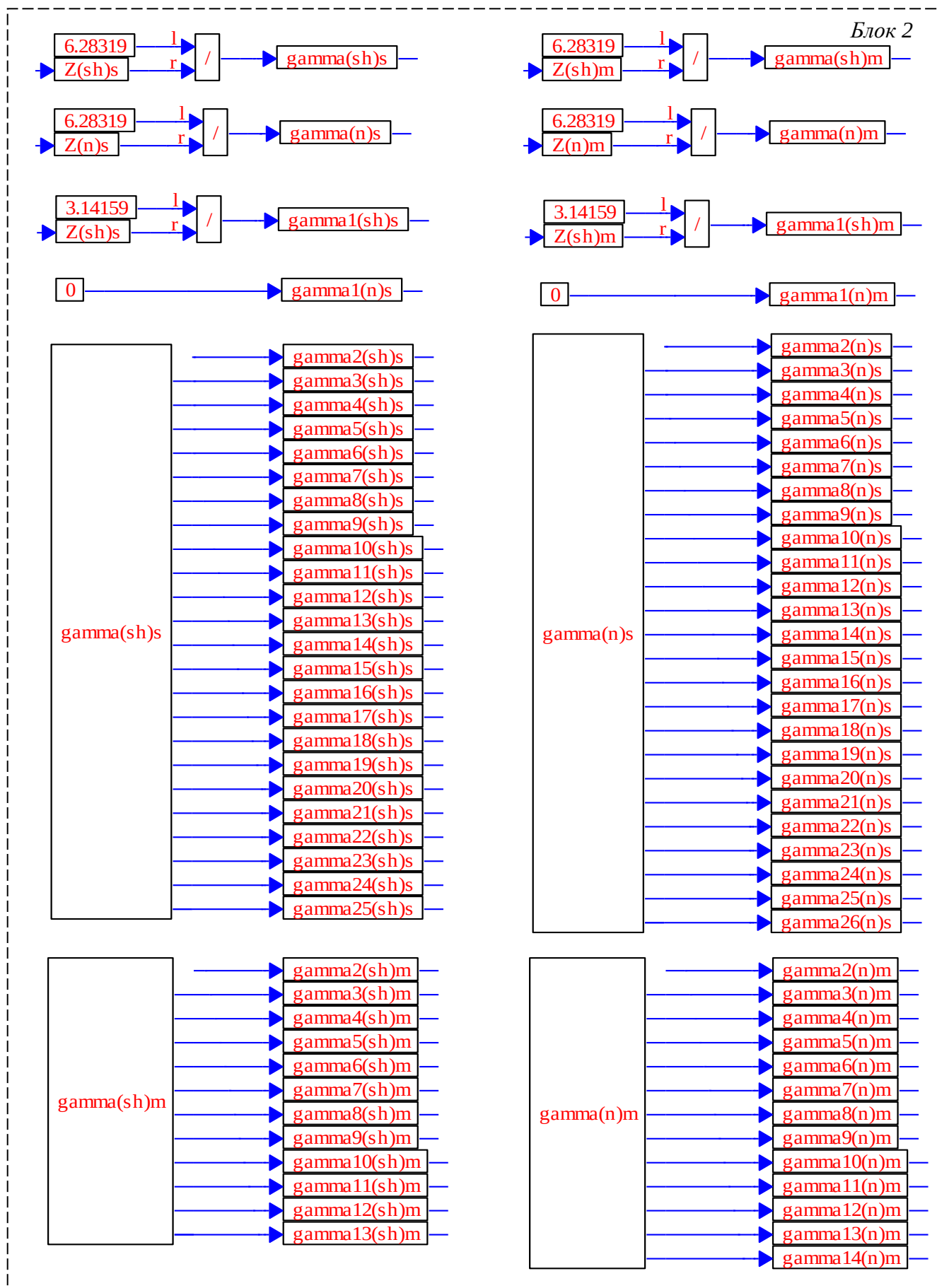


Рис. 3.2. Блок определения углов расположения центров зубьев шестерни и направляющей серийного и модернизированного гидровращателей

Блок 3 (рис. 3.3) позволяет определить радиусы расположения центров зубьев направляющей серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа согласно выражению (2.68).

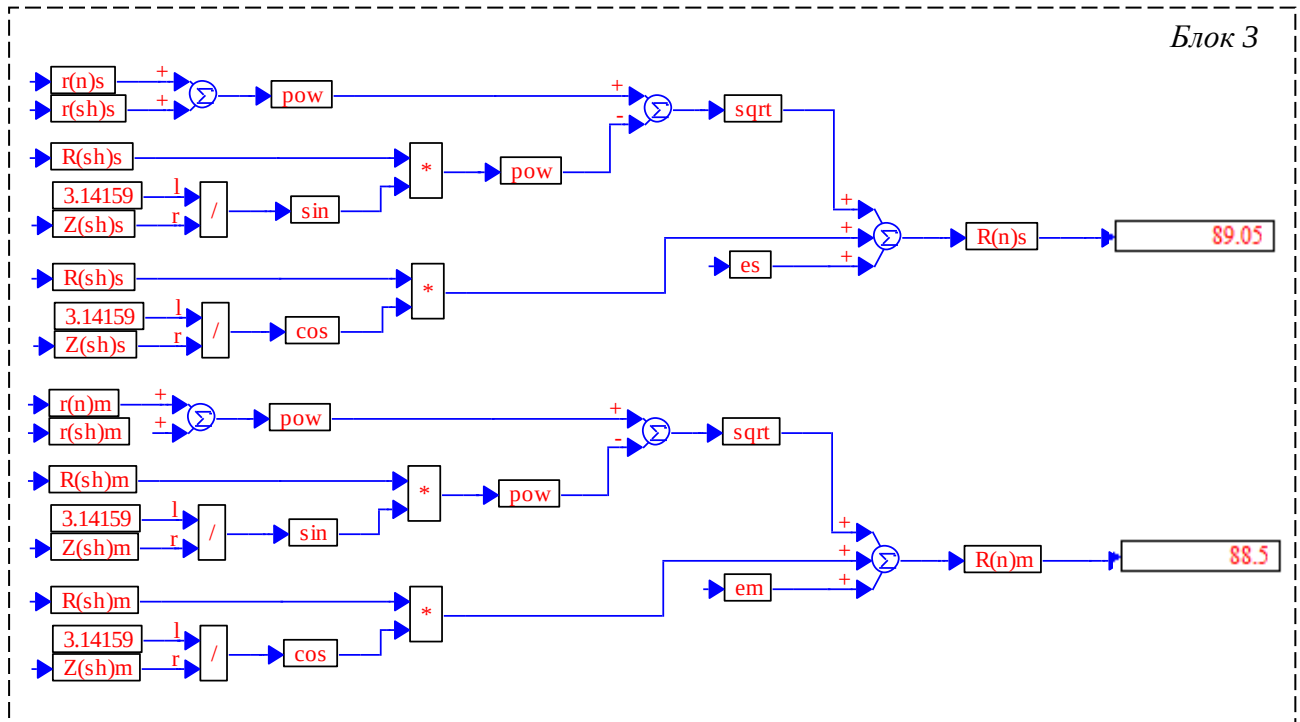


Рис. 3.3. Блок определения радиусов расположения центров зубьев направляющей серийного и модернизированного гидровращателей

Блок 4 (рис. 3.4) позволяет определить зазоры между зубьями шестерни и направляющей серийного и модернизированного гидровращателей согласно выражениям (2.73). Причем зазоры δ_{1c} , δ_{3c} , δ_{5c} , δ_{7c} , δ_{9c} , δ_{11c} , δ_{13c} , δ_{15c} , δ_{17c} , δ_{19c} , δ_{21c} , δ_{23c} , δ_{25c} между зубьями шестерни и направляющей серийного гидровращателя являются проверочными, а зазоры δ_{2c} , δ_{4c} , δ_{6c} , δ_{8c} , δ_{10c} , δ_{12c} , δ_{14c} , δ_{16c} , δ_{18c} , δ_{20c} , δ_{22c} , δ_{24c} , δ_{26c} – рабочими зазорами; зазоры δ_{1m} , δ_{3m} , δ_{5m} , δ_{7m} , δ_{9m} , δ_{11m} , δ_{13m} между зубьями шестерни и направляющей модернизированного гидровращателя являются проверочными, а δ_{2m} , δ_{4m} , δ_{6m} , δ_{8m} , δ_{10m} , δ_{12m} , δ_{14m} – рабочими зазорами.

Блок 4

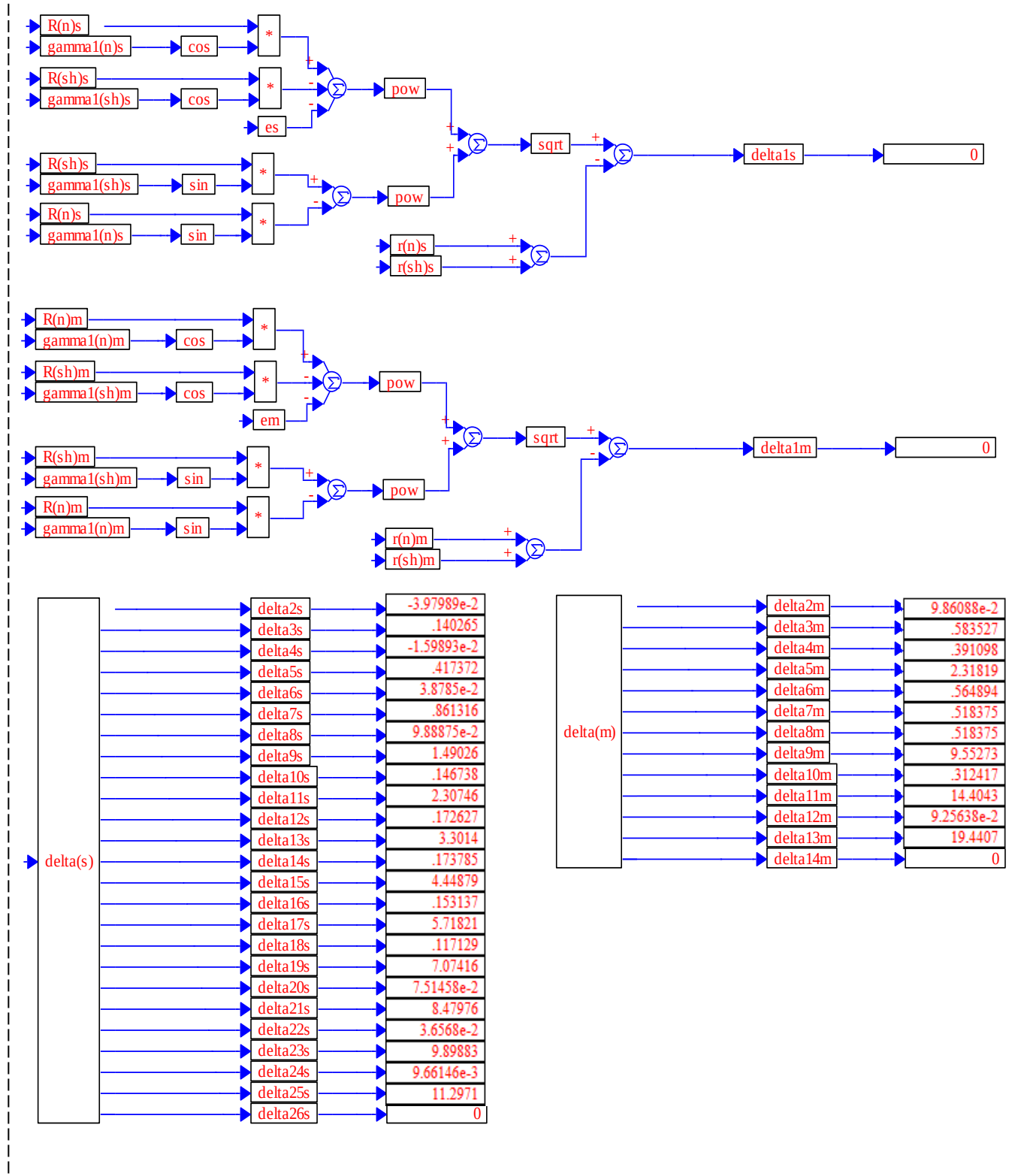


Рис. 3.4. Блок определения зазоров между зубьями шестерни и направляющей серийного и модернизированного гидровращателей

Для обоснования модернизированной конструкции элементов вытеснительной системы 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 $Z_{напр} = 12$ ограничено конструктивными особенностями, которые обусловлены габаритными (присоединительными) размерами гидровращателя.

В результате проведенных параметрических исследований были определены геометрические параметры элементов вытеснительной системы (табл. 3.1) и получена зависимость (рис. 3.5) распределение зазоров между зубьями шестерни и направляющей, для различных кинематических схем элементов вытеснительной системы, определяющих количество рабочей жидкости подводимой к рабочим камерам гидровращателя.

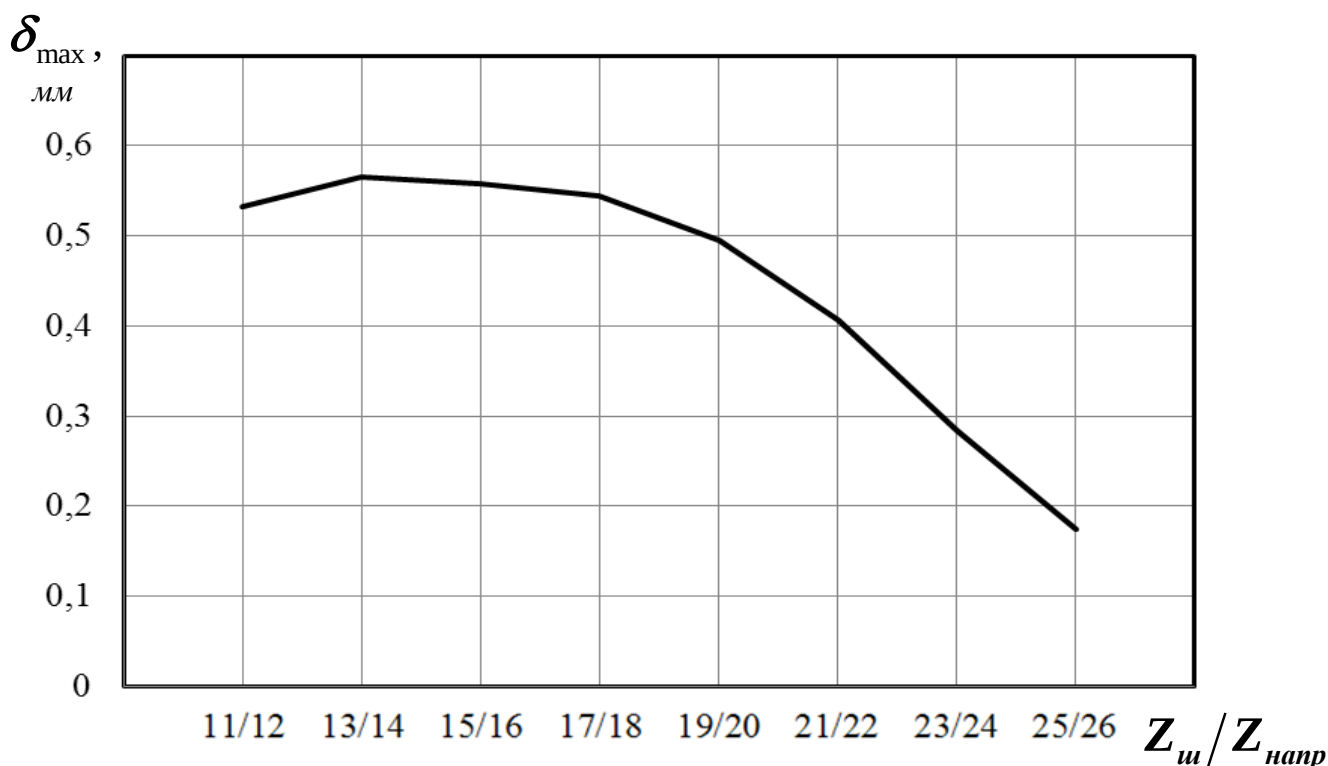


Рис. 3.5. Зависимость изменения максимального зазора между зубьями шестерни и направляющей от кинематической схемы вытеснителей

Анализ зависимости (рис. 3.5) 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.

Таблица 3.1

Геометрические параметры элементов вытеснительной системы
гидравлических вращателей планетарного типа

$Z_{ш}$	11	13	15	17	19	21	23	25
$Z_{напр}$	12	14	15	18	20	22	24	26
$R_{ш}$	70,4	73,65	76,1	78,1	79,6	80,75	81,6	80,1
R_n	88	88,5	89	89,5	90	90,5	91	89,05
$r_{ш}$	14,7	11,8	9,8	8,35	7,35	6,75	6,45	6
r_n	9,5	9	8,5	8	7,5	7	6,5	6
e	6,59	5,95	5,38	4,92	4,48	4	3,53	3,03
δ_0	0	0	0	0	0	0	0	0
δ_2	0,0578	0,0986	0,1017	0,0992	0,0795	0,0381	0,0072	-0,0397
δ_4	0,3974	0,3911	0,3473	0,3077	0,2479	0,1552	0,058	-0,0159
δ_6	0,532	0,5649	0,5299	0,484	0,4063	0,2824	0,1478	0,0388
δ_8	0,3797	0,5184	0,5581	0,5536	0,4958	0,3738	0,2272	0,0989
δ_{10}	0,122	0,3125	0,4383	0,5022	0,4952	0,4066	0,2751	0,1467
δ_{12}	0	0,0926	0,2424	0,3613	0,4136	0,3781	0,2831	0,1726
δ_{14}		0	0,0687	0,1895	0,2821	0,3012	0,2535	0,1738
δ_{16}			0	0,0522	0,1431	0,1989	0,1966	0,153
δ_{18}				0	0,0386	0,0987	0,1274	0,1171
δ_{20}					0	0,0263	0,0624	0,0751
δ_{22}						0	0,0165	0,0365
δ_{24}							0	0,0096
δ_{26}								0
δ_{max}	0,532	0,5649	0,5581	0,5536	0,4958	0,4066	0,2831	0,1738

Анализировать изменение зазоров в кинематических схемах меньше, чем 11/12 не представлялось возможным, так как все последующие схе-

мы (в сторону уменьшения) не входят в конструктивную 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.

На основании результатов параметрических исследований, приведенных выше, были спроектированы новые вытеснительные элементы - направляющая и шестерня, распределение зазоров между зубьями серийной и модернизированной вытеснительных систем приведены на рис. 3.6.

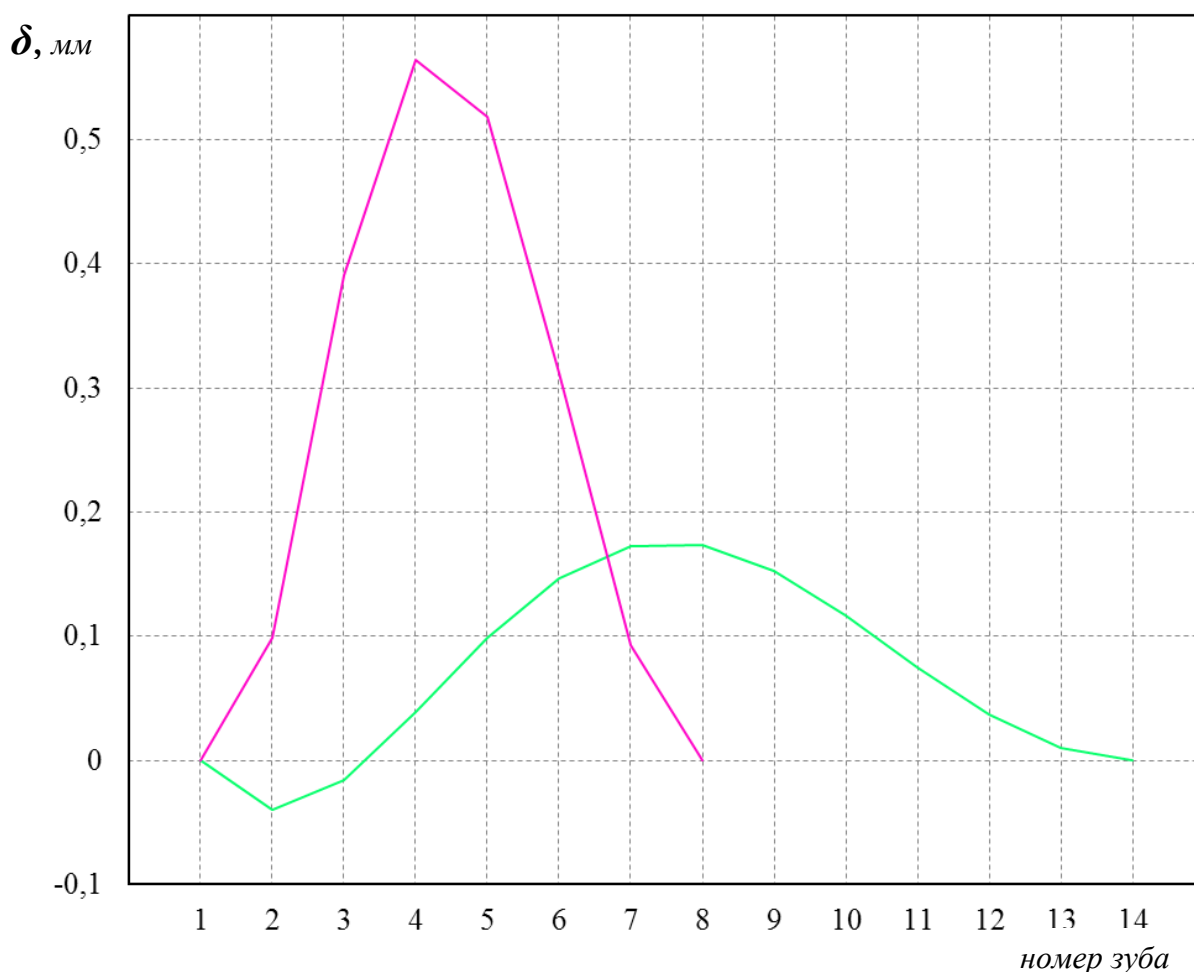


Рис. 3.6. Распределение зазоров между вытеснительными элементами, соединяющих рабочие камеры гидровращателей планетарного типа

— серийный гидровращатель
— модернизированный гидровращатель

Анализ распределения зазоров (рис. 3.6) между вытеснительными элементами, соединяющими рабочие камеры гидровращателя планетарного типа показывает, что в серийном гидровращателе максимальное значение зазора не 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 достаточно низкое значение гидромеханического КПД серийного гидровращателя.

Анализ распределения зазоров (рис. 3.6) в модернизированном гидровращателе показывает, что максимальное значение зазора в 3,36 раза выше, чем у серийного, что позволяет практически во столько же раз увеличить заполняемость рабочих камер модернизированного гидровращателя, и как следствие, повысить его полезную мощность и значение гидромеханического КПД. При этом необходимо отметить, что минимальное значение зазоров между вытеснительными элементами модернизированной вытеснительной системы (во второй и седьмой паре зубьев) составляет 0,1 мм.

На основании результатов параметрических исследований вытеснительной системы, были спроектированы вытеснительные элементы модернизированного гидровращателя планетарного типа.

3.3. Параметрические исследования распределительной системы гидровращателя планетарного типа

Математическая модель, описывающая работу распределительной системы, с учетом совокупности ее геометрических параметров, обеспечивающих работоспособное состояние планетарного гидровращателя исследована на ПЭВМ с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, который позволяет определить влияние геометрических параметров распределительной системы в любой момент времени на выходные характеристики гидровращателя планетарного типа.

3.3.1. Исследование влияния геометрических параметров элементов распределительной системы гидровращателя планетарного типа на его выходные характеристики.

Для моделирования работы распределительной системы принимаем следующие исходные данные и начальные условия, которые заданы блоком 1 (рис. 3.7):

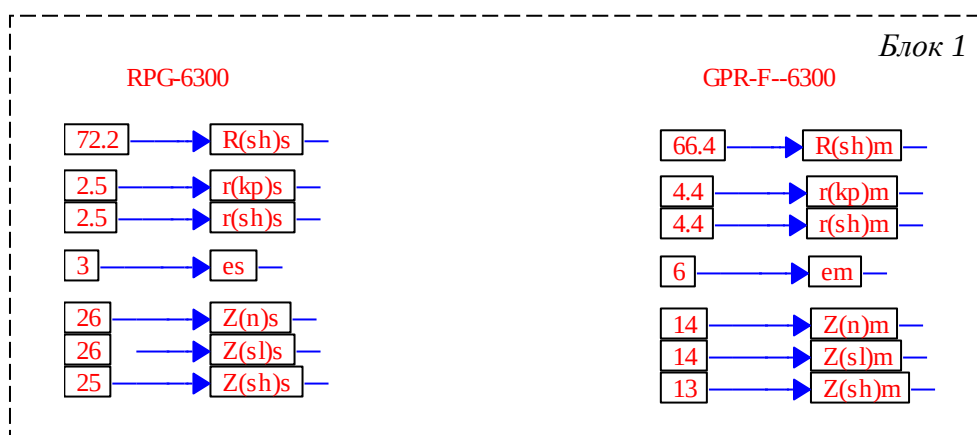


Рис. 3.7. Блок исходных данных для определения влияния изменения геометрических параметров распределительной системы гидровращателя планетарного типа на его выходные характеристики

- количество окон нагнетания крышки $Z_{n(c)} = 26$ серийного и $Z_{n(m)} = 14$ модернизированного гидровращателей;
- количество окон слива крышки $Z_{n(c)} = 26$ серийного и $Z_{n(m)} = 14$ модернизированного гидровращателей;
- количество распределительных окон шестерни $Z_{ш(c)} = 25$ серийного и $Z_{ш(m)} = 13$ модернизированного гидровращателей;
- радиус окружности расположения распределительных окон шестерни $R_{ш(c)}^0 = 72,2 \text{ мм}$ серийного и $R_{ш(m)}^0 = 66,4 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;
- радиус распределительных окон шестерни $r_{ш(c)} = 2,5 \text{ мм}$ серийного и $r_{ш(m)} = 4,4 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;

- радиус окон нагнетания и слива крышки $r_{kp(c)} = 2,5 \text{ мм}$ серийного и $r_{kp(m)} = 4,4 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей;
- эксцентриситет $e_c = 3 \text{ мм}$ серийного и $e_m = 6 \text{ мм}$ модернизированного гидровращателей.

Блок 2 (рис. 3.8) позволяет определить радиусы расположения центров окон нагнетания и слива крышки серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа согласно выражению (2.108).

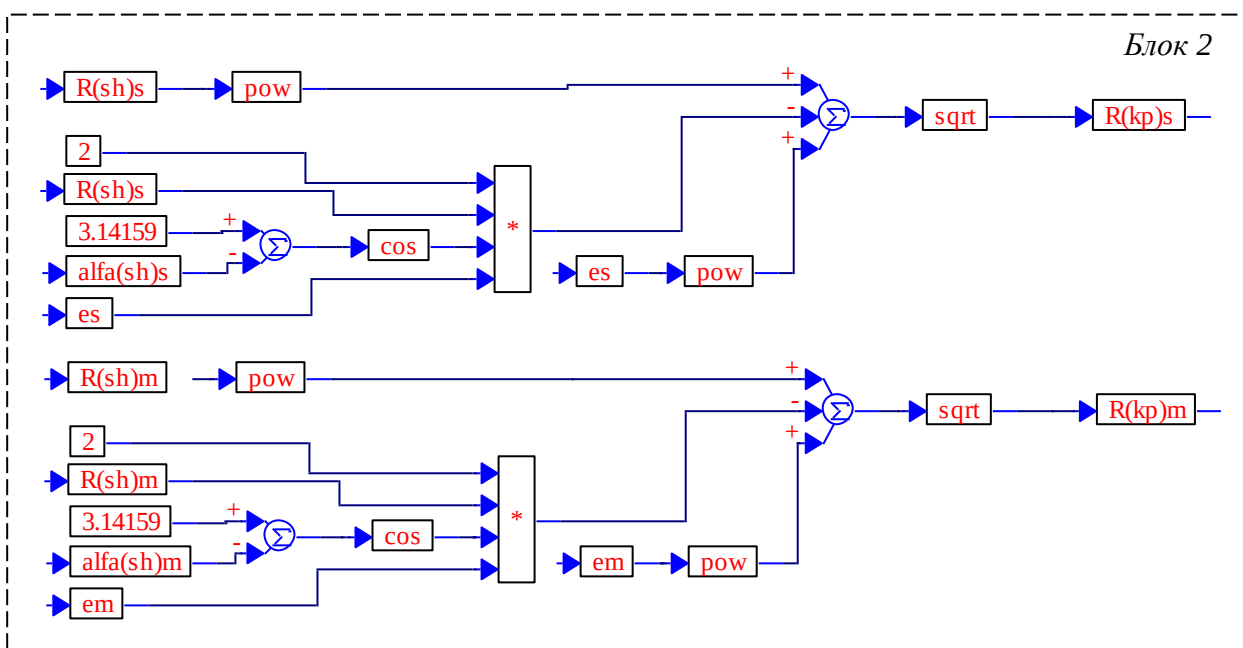


Рис. 3.8. Блок определения радиусов расположения центров окон нагнетания и слива крышки серийного и модернизированного гидровращателей

Блок 3 (рис. 3.9) позволяет определить угловое расположение распределительных окон шестерни, а так же окон нагнетания и слива крышки серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа согласно выражениям (2.103), (2.106).

Блок 4 (рис. 3.10) позволяет определить межцентровое расстояние между распределительными окнами шестерни и окнами нагнетания крышки серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа согласно выражениям (6.22...6.46).

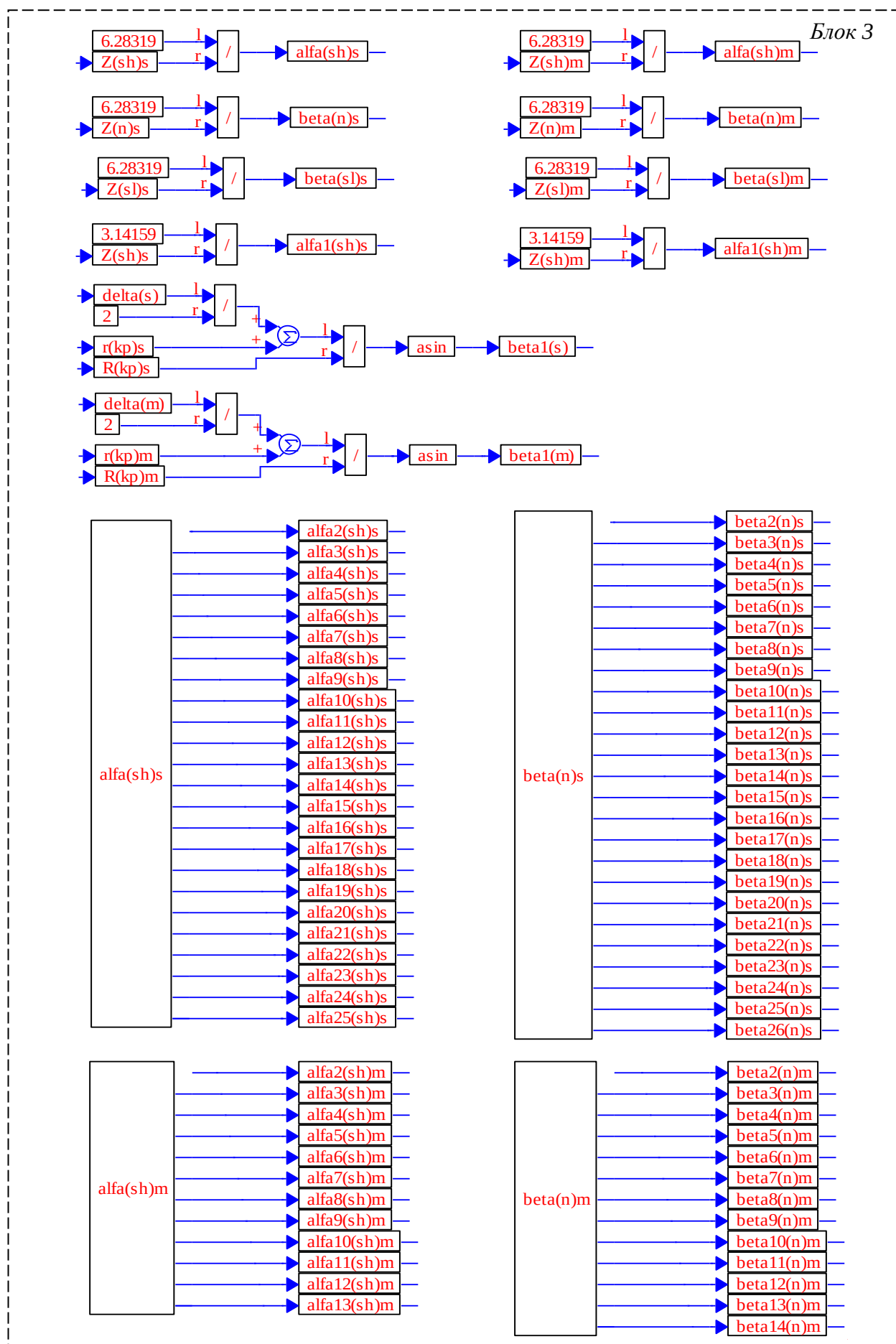


Рис. 3.9. Блок определения углов расположения распределительных окон шестерни и крышки серийного и модернизированного гидровращателей

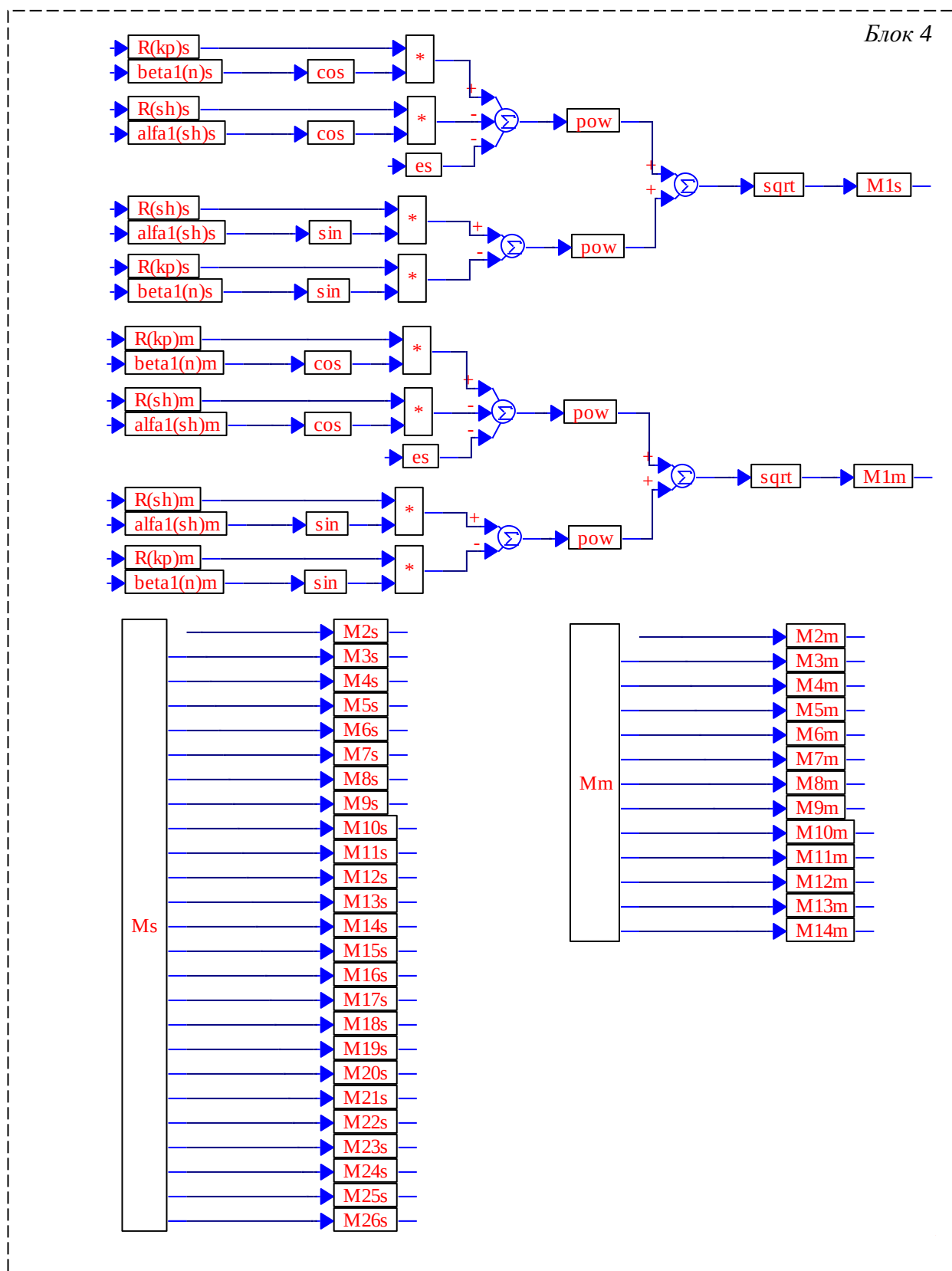


Рис. 3.10. Блок определения межцентрового расстояния между распределительными окнами шестерни и крышки серийного и модернизированного гидровращателей

Блок 5 (рис. 3.11) позволяет определить площадь проходного сечения непосредственной распределительной системы серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа согласно выражениям (2.121, 2.122).

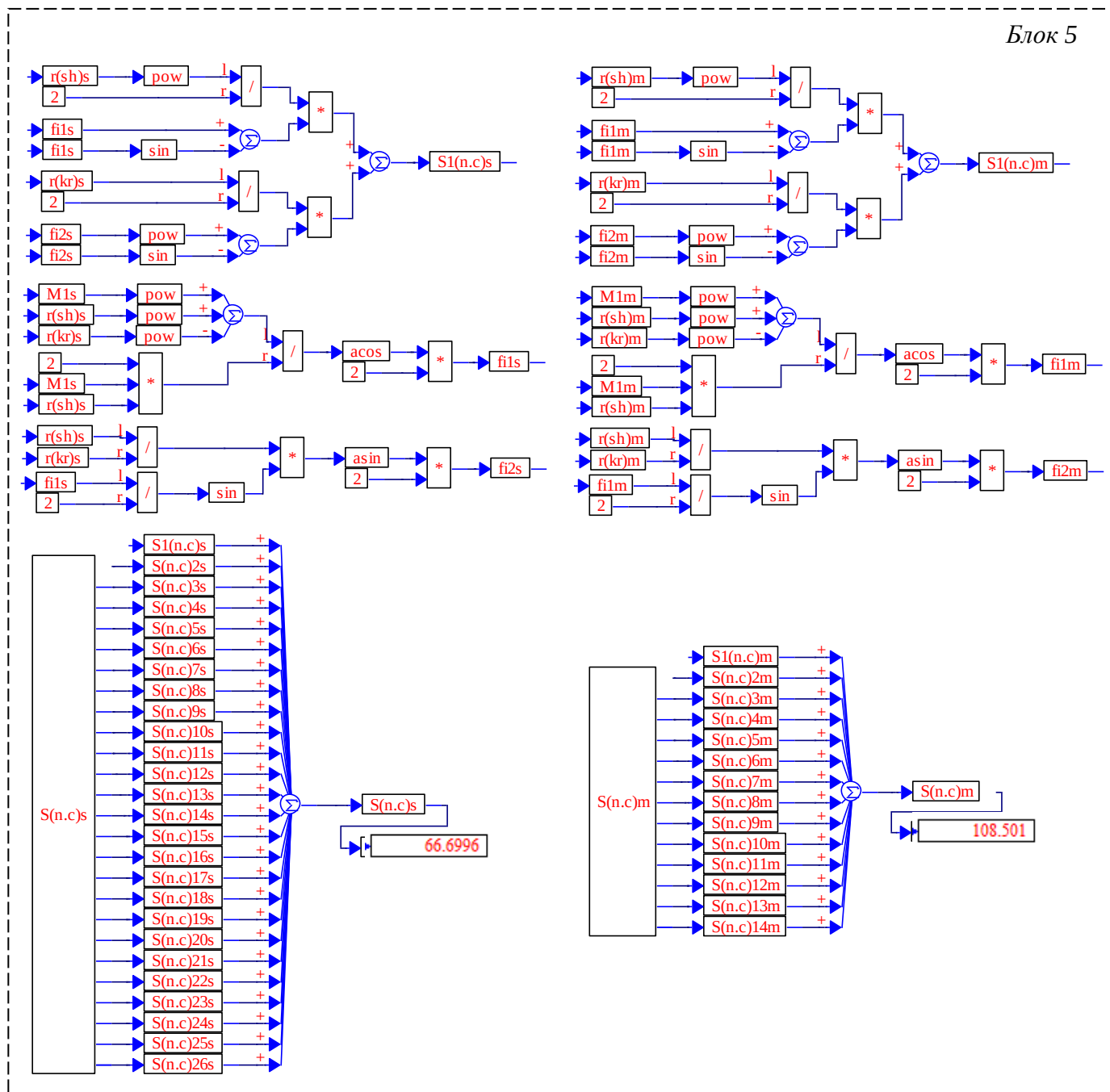


Рис. 3.11. Блок определения площади проходного сечения распределительной системы серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа

В результате проведенных параметрических исследований (табл. 3.2) определены геометрические параметры элементов распределительной систе-

мы и площади ее проходного сечения, получена зависимость (рис. 3.12) изменения средней площади проходного сечения распределительной системы для различных кинематических схем вытеснительных элементов гидравлического вращателя планетарного типа. Так же, проведенными параметрическими исследованиями получена зависимость (рис. 3.13), определяющая изменение площади проходного сечения исследуемых распределительных систем непосредственного типа для серийного и модернизированного гидровращателей.

Таблица 3.2

Геометрические параметры элементов распределительной системы гидравлических вращателей планетарного типа

$Z_{ш}$	11	13	15	17	19	21	23	25
$Z_{напр}$	12	14	15	18	20	22	24	26
Z_p	11	13	15	17	19	21	23	25
Z_n	12	14	15	18	20	22	24	26
$Z_{сл}$	12	14	15	18	20	22	24	26
$R_{ш}^0$	69,8	66,4	73	70,5	72,1	74	74,1	72,2
$R_{кр}$	74,1	72,2	76,5	73,5	75,1	76,5	76,1	74,1
r_p	4,8	4,4	4	3,6	3,2	3	2,8	2,5
$r_{кр}$	4,8	4,4	4	3,6	3,2	3	2,8	2,5
e	6,59	5,95	5,38	4,92	4,48	4	3,53	3,03
$S_{n.c_{max}}$	102,9	108,5	96,6	89,7	75,7	76,8	77,5	67,7
$S_{n.c_{min}}$	94,7	107	91,5	86,5	72,7	74,1	75,5	66,1
$S_{n.c_{cp}}$	98,8	107,8	94,1	88,1	74,2	75,4	76,5	66,9

Анализ зависимости (рис. 3.12) 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).

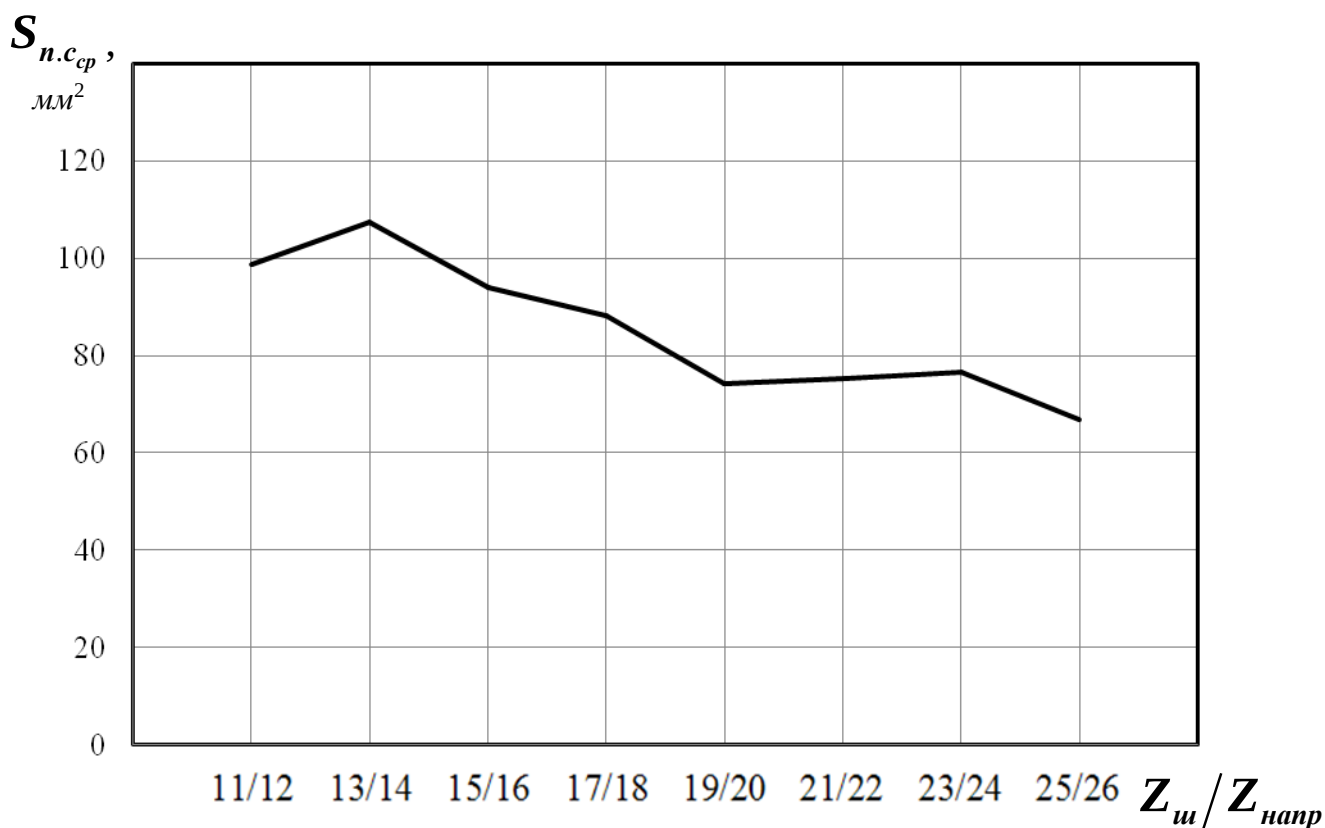


Рис. 3.12. Зависимость средней площади проходного сечения распределительной системы от кинематической схемы вытеснителей

Анализ изменения (рис. 3.13) площади проходного сечения непосредственной распределительной системы гидровращателей планетарного типа показывает, что у модернизированного гидровращателя площадь проходного сечения распределительной системы увеличилась в 1,61 раза, что позволяет на 38 % увеличить количество рабочей жидкости проходящей через распределительную систему модернизированного гидровращателя.

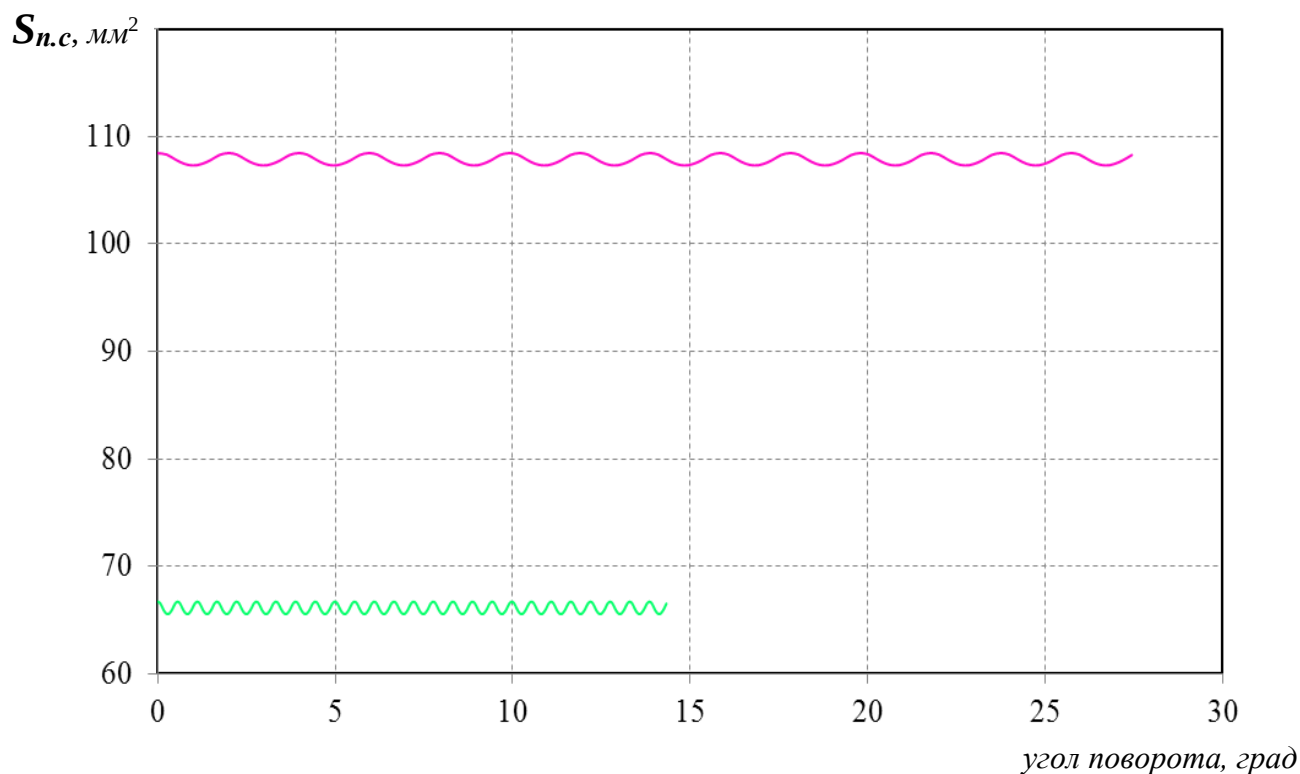


Рис. 3.13. Изменение площади проходного сечения исследуемых распределительных систем непосредственного типа

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

На основании результатов параметрических исследований распределительной системы, были спроектированы элементы, распределяющие рабочую жидкость для модернизированного гидровращателя планетарного типа.

3.3.2. Исследование взаимосвязи геометрических параметров проточных частей распределительной системы гидровращателя планетарного типа.

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», образы проточных частей элементов распределительной системы серийного гидровращателя серии РПГ. После анализа и изучения недостатков проточных частей (гидравлических потерь) серийного гидровращателя разработана распределительная система модернизированного гидро-

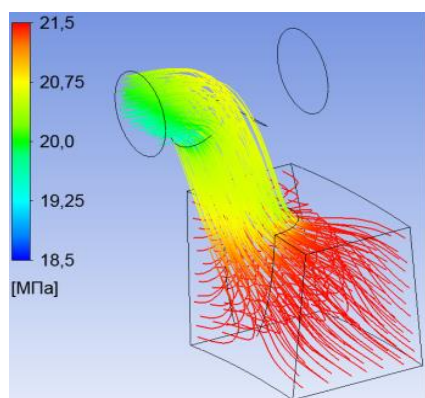
вращателя – серии ПРГВ [192]. Для выявления потерь в каналах проточных частей моделирование проводилось для полностью открытых окон и при их 50% смещении, что дает возможность по пяти точкам построить соответствующие графики.

Анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях серийного гидровращателя (рис. 3.14) показывает, что в каналах приближенным к торцу крышки («коротких») потери давления, в системе нагнетания при полностью открытых окнах распределительной системы (100%), составляют $1,5 \text{ МПа}$ (рис. 3.14, а) и находятся в пределах $21,5...20,0 \text{ МПа}$. При 50-ти % открытии окон потери составляют $2,0 \text{ МПа}$ (рис. 3.12, в) и находятся в пределах $22,0...20,0 \text{ МПа}$.

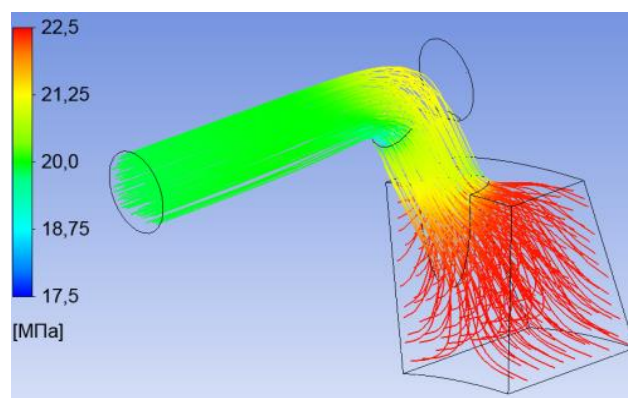
Для удаленных от торца крышки («длинных») каналов, потери давления, в системе нагнетания при полностью открытых окнах распределительной системы (100%), составляют $2,5 \text{ МПа}$ (рис. 3.14, б) и находятся в пределах $22,5...20,0 \text{ МПа}$. При 50-ти % открытии окон потери составляют – $3,0 \text{ МПа}$ (рис. 3.14, г) и находятся в пределах $23,0...20,0 \text{ МПа}$.

Анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях сливной магистрали серийного гидровращателя (рис. 3.14) показывает, что в «коротких» каналах потери давления, при полностью открытых окнах распределительной системы (100%), составляют $1,0 \text{ МПа}$ (рис. 3.14, д) и находятся в пределах $4,0...3,0 \text{ МПа}$. При 50-ти % открытии окон потери составляют $1,3 \text{ МПа}$ (рис. 3.14, ж) и находятся в пределах $4,0...2,7 \text{ МПа}$.

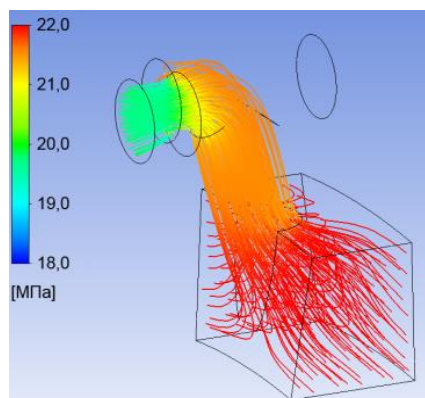
Для «длинных» каналов, потери давления, в системе слива при полностью открытых окнах распределительной системы (100%), составляют $1,3 \text{ МПа}$ (рис. 3.14, е) и находятся в пределах $4,0...2,7 \text{ МПа}$. При 50-ти % открытии окон потери составляют $1,4 \text{ МПа}$ (рис. 3.14, з) и находятся в пределах $4,0...2,6 \text{ МПа}$.



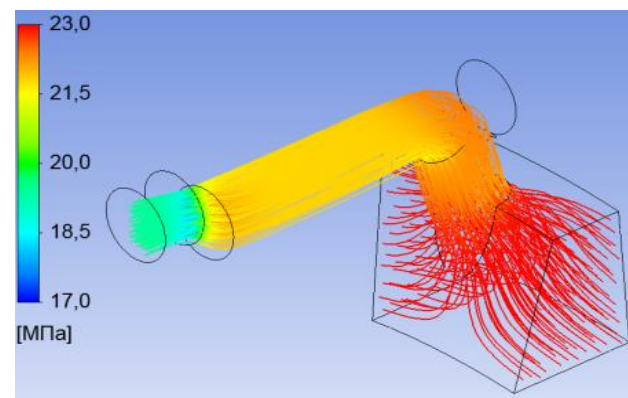
а



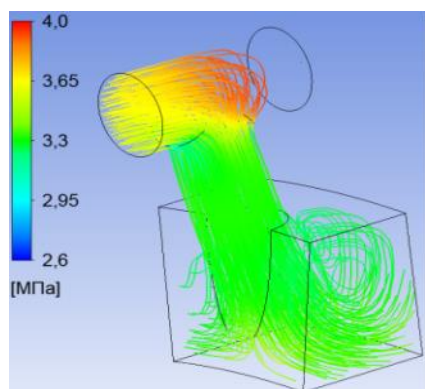
б



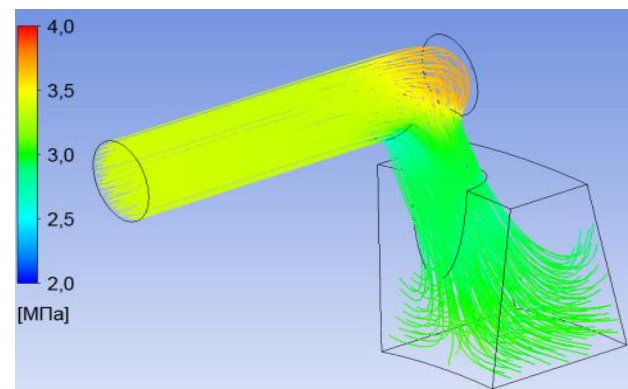
в



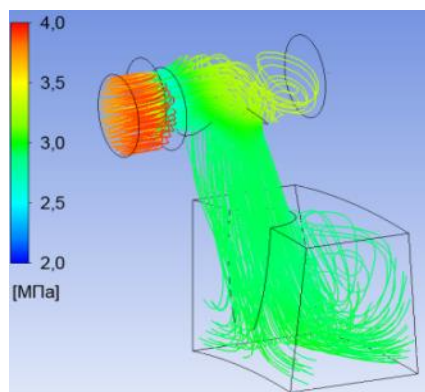
г



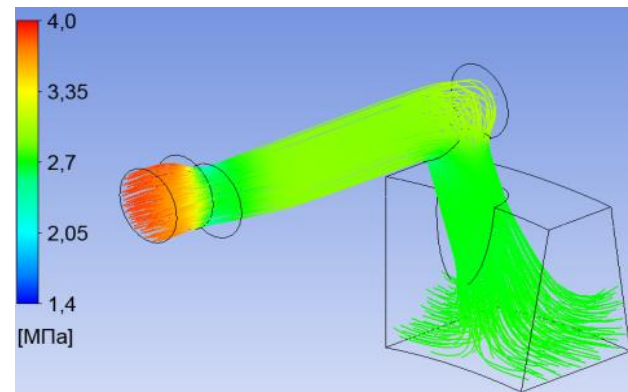
д



е



ж



з

Рис. 3.14. Моделирование потерь в каналах проточных частей
распределительной системы серийного гидровращателя
а, в, д ж – «короткие каналы»; б, г, е, з – «длинные каналы»

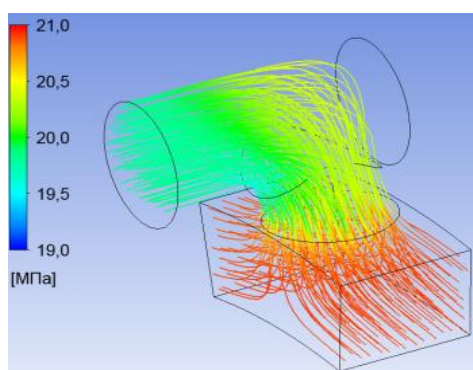
Анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях модернизированного гидровращателя (рис. 3.15) показывает, что в «коротких» каналах потери давления, в системе нагнетания при полностью открытых окнах распределительной системы (100%), составляют $1,3 \text{ МПа}$ (рис. 3.15, а) и находятся в пределах $21,0...19,7 \text{ МПа}$. При 50-ти % открытии окон потери составляют $1,6 \text{ МПа}$ (рис. 3.13, в) и находятся в пределах $21,5...19,9 \text{ МПа}$.

Для «длинных» каналов, потери давления, в системе нагнетания при полностью открытых окнах распределительной системы (100%), составляют $1,7 \text{ МПа}$ (рис. 3.15, б) и находятся в пределах $21,5...19,8 \text{ МПа}$. При 50-ти % открытии окон потери составляют $2,3 \text{ МПа}$ (рис. 3.13, г) и находятся в пределах $22,0...19,7 \text{ МПа}$.

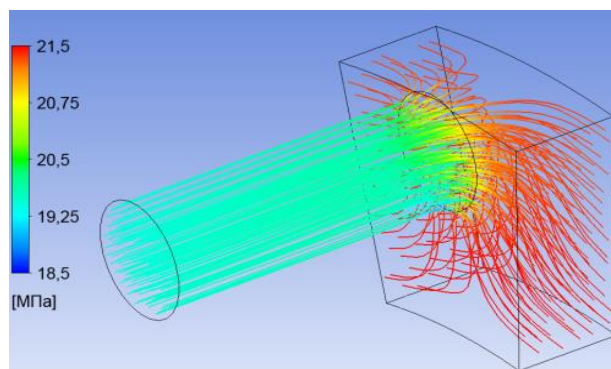
Анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях сливной магистрали модернизированного гидровращателя (рис. 3.15) показывает, что в «коротких» каналах потери давления, при полностью открытых окнах распределительной системы (100%), составляют $0,05 \text{ МПа}$ (рис. 3.15, д) и находятся в пределах $3,9...3,85 \text{ МПа}$. При 50-ти % открытии окон потери составляют $0,9 \text{ МПа}$ (рис. 3.15, ж) и находятся в пределах $3,8...2,9 \text{ МПа}$.

Для «длинных» каналов, потери давления, в системе слива при полностью открытых окнах распределительной системы (100%), составляют $0,5 \text{ МПа}$ (рис. 3.15, е) и находятся в пределах $3,5...3,0 \text{ МПа}$. При 50-ти % открытии окон потери составляют $0,7 \text{ МПа}$ (рис. 3.15, з) и находятся в пределах $4,0...3,3 \text{ МПа}$.

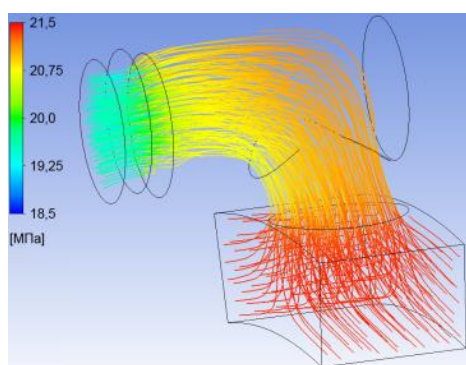
Анализ результатов моделирования течения жидкости в проточных частях распределительной системы серийного гидровращателя (рис. 3.16, а) показывает, что при прохождении жидкости по каналам системы нагнетания, их заполнение, в крышке, со стороны подводящего отверстия составляет практически 100%.



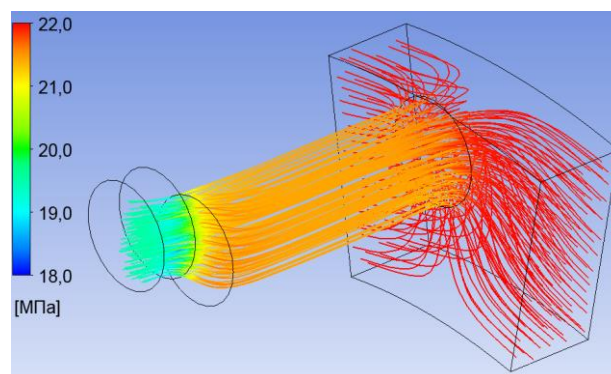
а



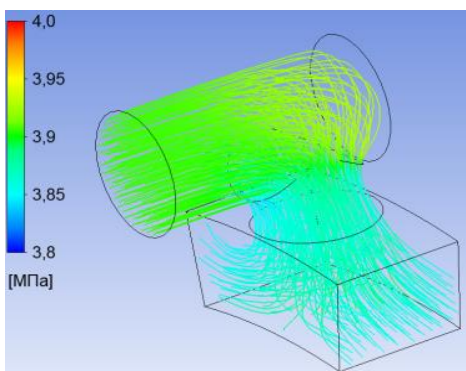
б



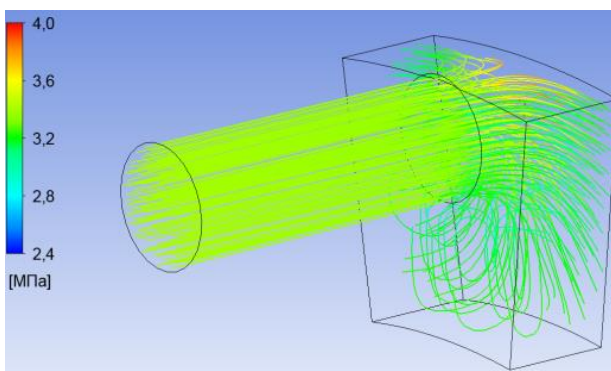
в



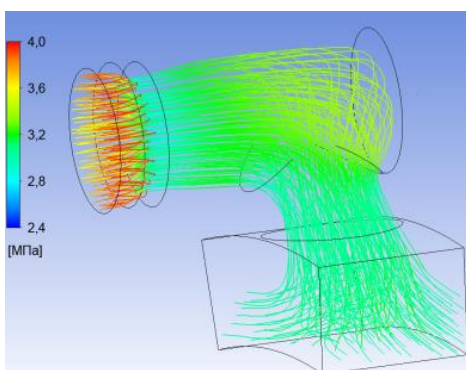
г



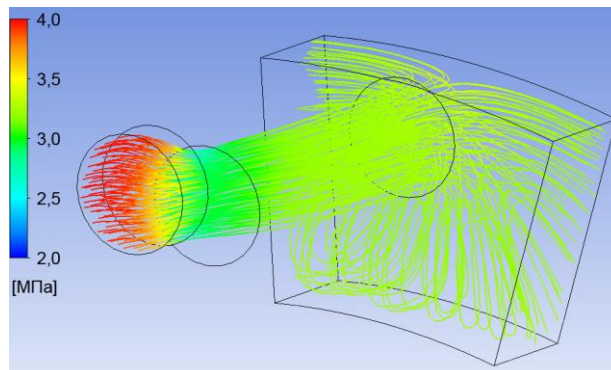
д



е



ж



з

Рис. 3.15. Моделирование потерь в каналах проточных частей распределительной системы модернизированного гидровращателя
а, в, д ж – «короткие» каналы; б, г, е, з – «длинные» каналы

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 жидкости составляют $4,9 \text{ МПа}$ (рис. 3.16, а) и находятся в пределах $24,9...20,0 \text{ МПа}$.

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 (рис.3.16, в) можно отметить, что при 100% заполнении каналов, гидравлические потери, выраженные через давление рабочей жидкости, составляют $1,8 \text{ МПа}$ и находятся в пределах $4,0...2,2 \text{ МПа}$.

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 (рис. 3.16, б) показывает, что при прохождении жидкости по каналам системы нагнетания в крышке, со стороны подводящего отверстия, заполнение каналов составляет 100%. При течении жидкости в уравновешивающей части распределительной системы, жидкостью заполняется до 90% подводящих каналов, при этом гидравлические потери, выраженные через давление рабочей жидкости, во всей системе нагнетания составляют $2,2 \text{ МПа}$ и находятся в пределах $22,4...20,2 \text{ МПа}$.

При моделировании течения жидкости в сливной магистрали модернизированного гидровращателя (рис.3.16, г) можно отметить, что при 100% заполнении каналов, гидравлические потери, выраженные через давление рабочей жидкости, составляют $1,4 \text{ МПа}$ и находятся в пределах $4,0...2,6 \text{ МПа}$.

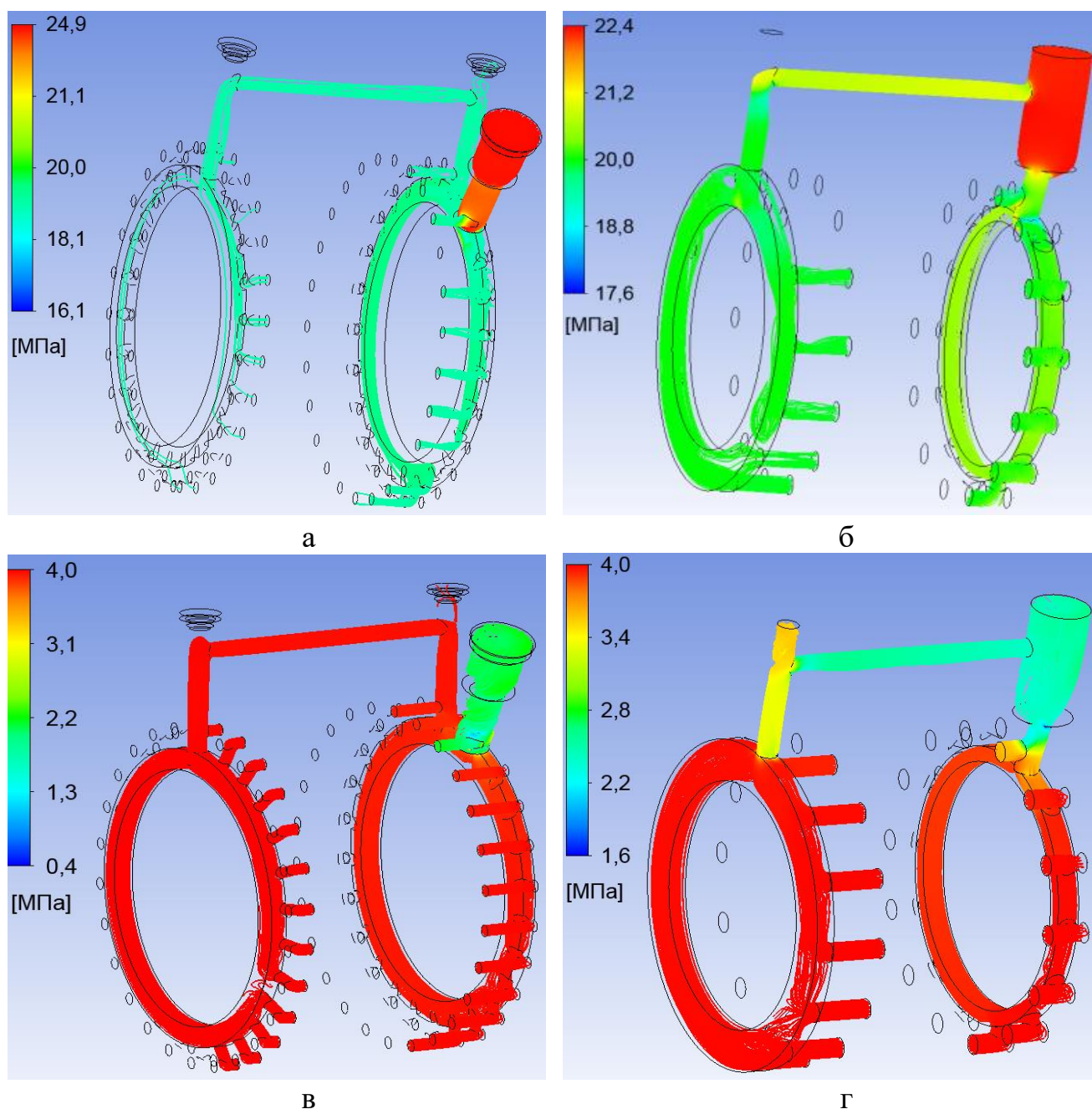


Рис. 3.16. Моделирование потерь в проточных частях распределительных систем: а, в – серийного и б, г – модернизированного гидровращателей

Результатом параметрических исследований проточных частей планетарного гидровращателя является определение гидравлических потерь в каналах их распределительных систем (рис. 3.17).

Анализ гидравлических КПД в каналах проточных частей распределительных систем показывает, что гидравлический КПД модернизированного гидровращателя на 14% выше для «коротких» каналов (рис. 3.17, а) и на 19% – для «длинных» каналов (рис. 3.17, б) по сравнению с серийным гидровращателем.

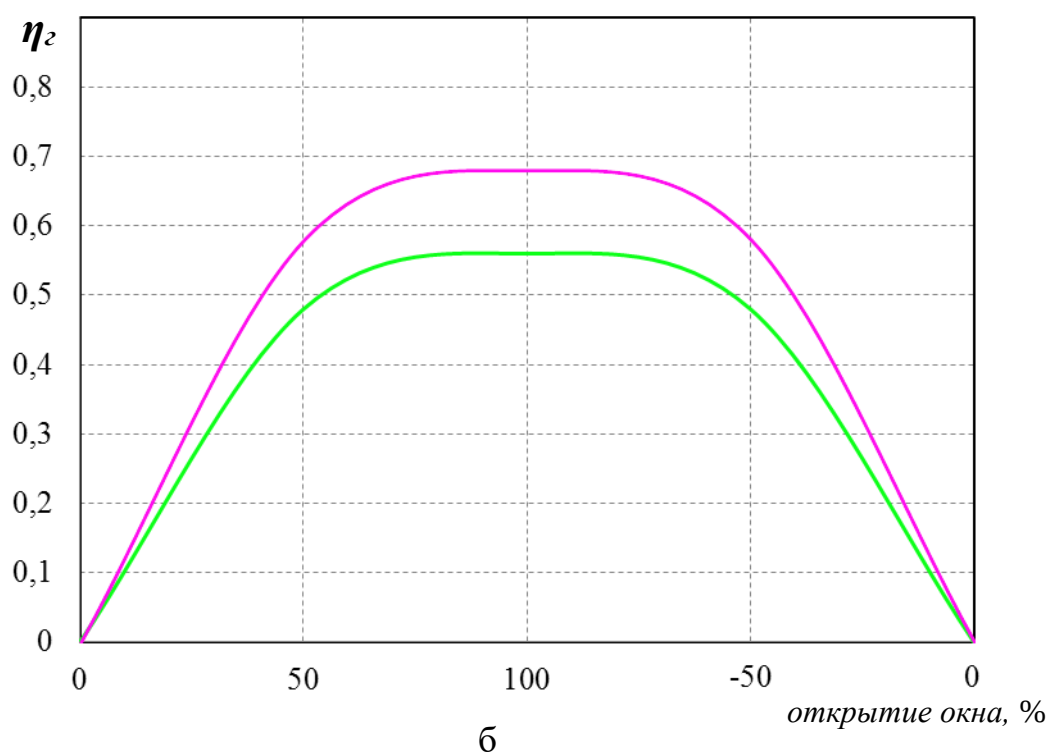
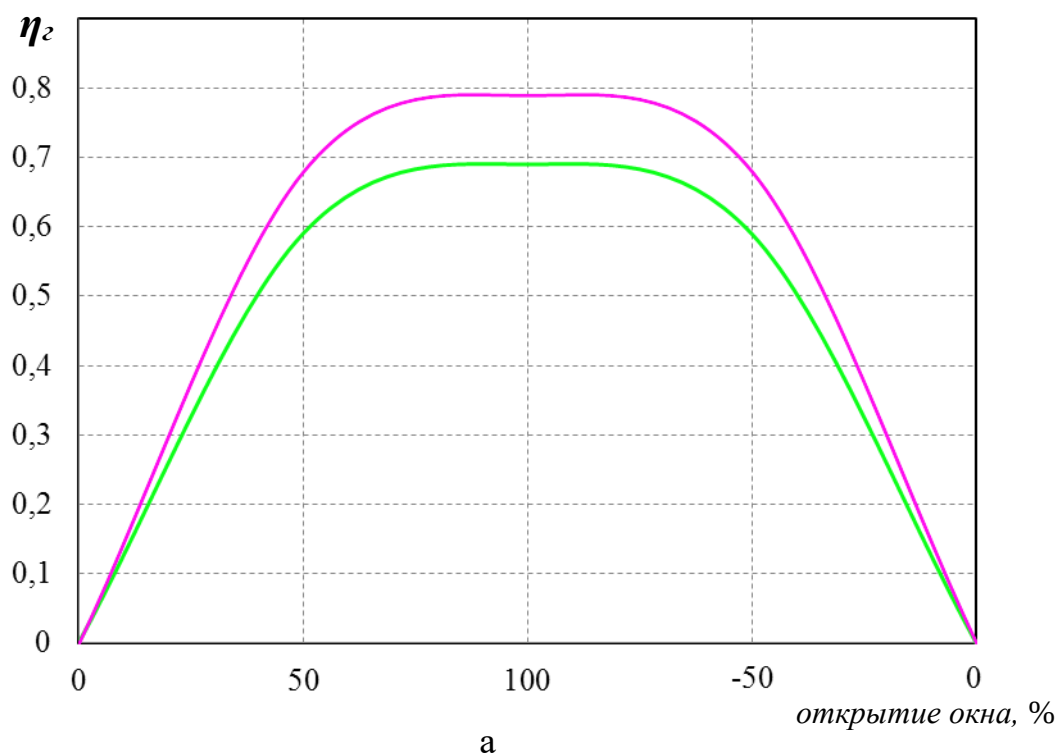


Рис. 3.17. Гидравлические потери в проточных частях распределительных систем открытия и закрытия распределительного окна:

- серийный гидровращатель
 - модернизированный гидровращатель
- а — в «коротких» каналах; б — в «длинных» каналах

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

3.4. Выводы

Проведенные параметрические исследования работы вытеснительной и распределительной систем, позволяют сделать следующее заключение:

- разработанная математическая модель, описывающая взаимосвязь геометрических и функциональных параметров вытеснительной системы гидравлических вращателей планетарного типа, реализованная с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, позволяет моделировать изменение зазора между зубьями элементов вытеснительной системы в зависимости от конструктивных особенностей ее элементов и определить влияние зазора на выходные характеристики планетарного гидровращателя;

- определены геометрические параметры элементов вытеснительной системы, получена зависимость распределение зазоров между зубьями шестерни и направляющей, соединяющих рабочие камеры, для различных кинематических схем элементов вытеснительной системы, определяющих количество рабочей жидкости подводимой к рабочим камерам гидровращателя;

- установлено, 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 $Z_{ш} = 13$ и направляющей $Z_{напр} = 14$. Данная кинематическая схема является наиболее оптимальной при проектировании гидровращателей и обеспечивает площадь проходного сечения непосредственной распределительной системы у модер-

низированного гидровращателя $107,8 \text{ мм}^2$, что в 1,61 раза больше, чем у серийного и на 38 % увеличивает количество рабочей жидкости проходящей через распределительную систему модернизированного гидровращателя.

– установлено, что значения максимального зазора между зубьями вытеснительных элементов серийного гидровращателя планетарного типа не превышает $0,17 \text{ мм}$, при этом, во второй и третьей парах зубьев существует натяг $0,04 \text{ мм}$ и $0,02 \text{ мм}$ соответственно, что не только ограничивает прохождение рабочей жидкости к рабочим камерам, но и вызывает заклинивание элементов вытеснительной системы, что подтверждается достаточно низким значением гидромеханического КПД серийного гидровращателя;

– 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 заполняемость рабочих камер модернизированного гидровращателя, и как следствие, повысить его полезную мощность и значение гидромеханического КПД, при этом минимальное значение зазоров между вытеснительными элементами модернизированной вытеснительной системы (во второй и седьмой паре зубьев) составляет $0,1 \text{ мм}$;

– проведенные параметрические исследования позволили определить потери в проточных частях распределительных систем планетарных гидровращателей, выраженные через давления рабочей жидкости, впервые определить изменения гидравлического КПД в каналах проточных частей распределительных систем, в зависимости от угла перекрытия распределительных окон элементов распределения;

– гидравлический КПД модернизированного гидровращателя на 19% выше для «коротких» каналов и на 14% – для «длинных» каналов по сравнению с серийным гидровращателем;

– определены геометрические параметры элементов вытеснительной и распределительной систем для проектирования модернизированного гидровращателя планетарного типа с заданными выходными характеристиками.

РАЗДЕЛ 4

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫХОДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА В СОСТАВЕ ГИДРОАГРЕГАТА

4.1. Постановка задачи

Проведенные параметрические исследования позволили выявить особенности изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в зависимости от изменения его геометрических параметров с учетом конструктивных особенностей, а так же особенностей перемещения элементов вытеснительной системы и потерь в проточных частях распределительной системы. Для более рационального использования гидровращателей привода активных рабочих органов мобильной техники, на очередном этапе, необходимо исследовать изменение выходных характеристик гидроагрегата с гидровращателем планетарного типа. С целью исследования характера изменения выходных характеристик планетарных гидровращателей в составе гидроагрегата, разработана математическая модель, описывающая работу серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в составе гидроагрегата, которая предусматривает сравнительное проведение исследований с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем планетарного гидровращателя на изменение выходных характеристик гидроагрегата.

Для серийного и модернизированного гидровращателей исследовалось:

- влияние конструктивных особенностей гидровращателей в гидравлической системе насос-клапан-гидровращатель, включающей нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и гидровращатель планетарного типа (серийный или модернизированный) на их выходные характеристики;

- изменение выходных характеристик гидровращателя, работающего в составе гидроагрегата, включающего в себя насосную станцию с разомкну-

той циркуляцией потока с приводным двигателем;

– изменение выходных характеристик гидравлического вращателя планетарного типа с учетом его конструктивных особенностей и, действующей на «вал» гидровращателя, упруго-инерционной нагрузкой.

Исследования динамики изменения выходных характеристик гидроагрегата с гидровращателем планетарного типа (серийным и модернизированным) проводились на ПЭВМ с помощью пакета имитационного моделирования Vissim.

4.2. Исходные данные и начальные условия моделирования работы гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата

Для моделирования работы гидравлического вращателя планетарного типа в составе гидроагрегата приняты следующие исходные данные и начальные условия, заданные блоком 1 (рис. 4.1):

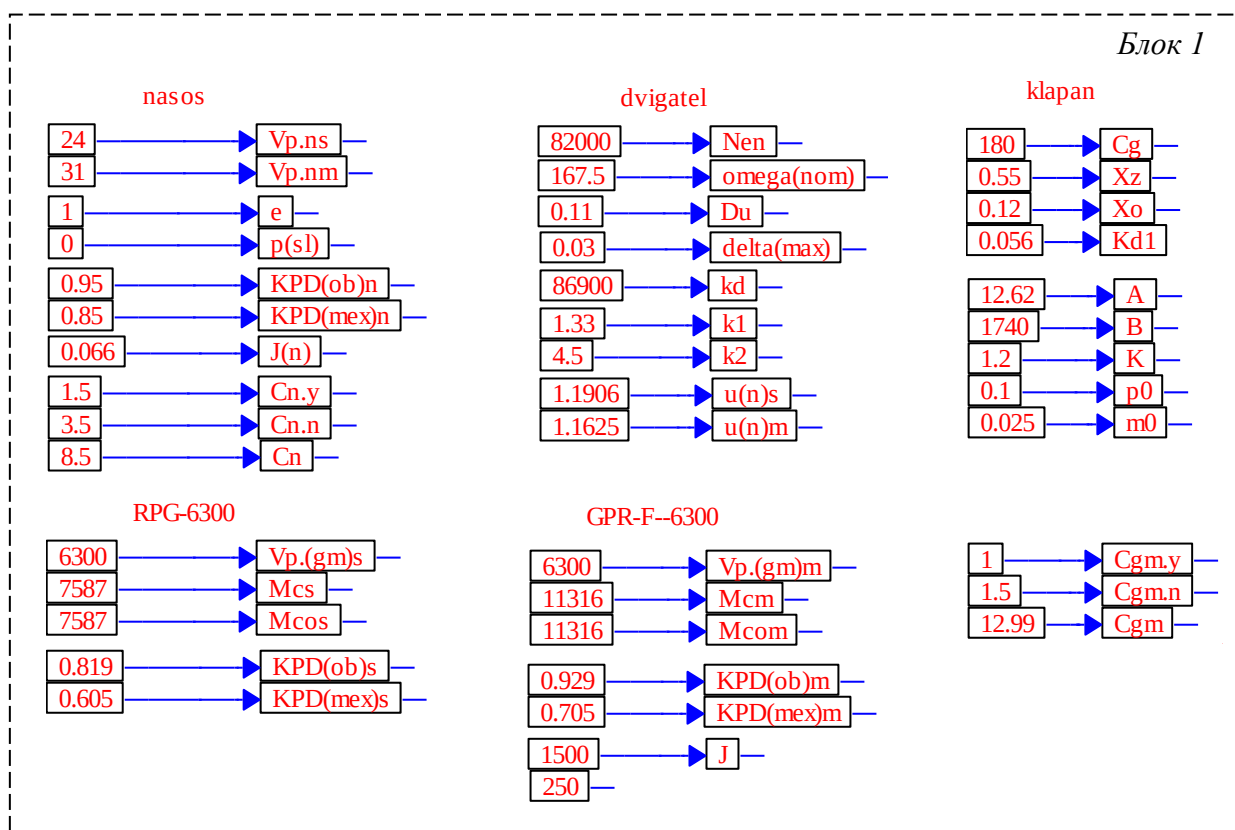


Рис. 4.1. Блок исходных данных для моделирования работы серийного и модернизированного гидровращателей в составе гидроагрегата

– приводной дизельный двигатель с регулятором: угловая скорость вала двигателя равна $\omega_n = 167,5 \text{ c}^{-1}$; мощность двигателя равна $N_{en} = 82 \text{ кВт}$; диаметр цилиндра приводного двигателя равен $D_{ц} = 0,11 \text{ м}$; масса стального маховика равна $\delta_{ц} = 0,03 \text{ кг}$; параметр настройки центробежного регулятора $k_d = 86900$; передаточное число согласующего редуктора между приводным двигателем и насосом $u_{de} = 1,19$ – для гидроагрегата с серийным и $u_{de} = 1,16$ – для гидроагрегата с модернизированным гидровращателями;

– насос шестеренный нерегулируемый, с возможностью изменять подачу при «запредельном» возрастании нагрузки: рабочий объем насоса постоянный и равен $V_{н0} = 24 \text{ см}^3$ – для гидроагрегата с серийным и $V_{н0} = 31 \text{ см}^3$ – для гидроагрегата с модернизированным гидровращателем; угловая скорость вала насоса поддерживается регулятором ДВС и равна $\omega_n = 225 \text{ c}^{-1}$; для нерегулируемого насоса параметр регулирования равен $e = 1$; давление в сливной магистрали равно $p_{сл} = 0$; момент инерции вращающихся масс насоса равен $J = 0,066 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; объемный КПД равен $\eta_{об} = 0,95$, гидромеханический КПД - $\eta_{г.м} = 0,85$;

– гидровращатель планетарного типа: рабочий объем гидровращателя постоянный и равен $V_{зв} = 6300 \text{ см}^3$; момент сопротивления постоянен и равен $M_c = 7587 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – для серийного и $M_c = 11316 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – для модернизированного гидровращателя; среднестатистический момент инерции вращающихся масс нагрузки гидровращателя, для данных моментов сопротивлений, равен $J = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; максимальный момент инерции вращающихся масс нагрузки гидровращателя, для данных моментов сопротивлений, равен $J = 1500 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; объемный КПД равен $\eta_{об} = 0,819$ – для серийного и $\eta_{об} = 0,929$ – для модернизированного гидровращателя; гидромеханический КПД - $\eta_{г.м} = 0,605$ – для серийного и $\eta_{г.м} = 0,705$ – для модерни-

рованного гидровращателя;

– клапан непрямого действия: жесткость пружины равна $C = 200 \text{ Н/см}$; величина предварительного сжатия пружины $x_0 = 0,12 \text{ см}$; положительное перекрытие щели равно $x_z = 0,55 \text{ см}$;

– рабочая жидкость: параметры рабочей жидкости, зависящие от типа масла и рабочей температуры гидравлической системы равны $A = 12,62$, $B = 1740$; показатель политропы $K = 1,2$; начальное (атмосферное) давление равно $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$; содержание нерастворенного воздуха в рабочей жидкости в относительных единицах $m_0 = 0,025$.

Математическая модель работы гидроагрегата с гидровращателем планетарного типа включает в себя математическую модель работы насосной станции с разомкнутой циркуляцией потока с приводным двигателем, математическую модель работы предохранительного клапана непрямого действия, математическую модель работы гидровращателя планетарного типа, с учетом конструктивных особенностей его вытеснительной и распределительной систем, с упруго-инерционной нагрузкой.

Представленная блоком 2 (рис. 4.2) модель работы насосной станции с разомкнутой циркуляцией потока с приводным двигателем позволяет моделировать работу приводного двигателя. Если моделирование проводится без приводного двигателя, то блок 2 отключается.

Блок 3 (рис. 4.3) позволяет моделировать работу предохранительного клапана непрямого действия.

Представленная блоком 4 (рис. 4.4) модель работы гидровращателя планетарного типа позволяет определить изменения: крутящего момента «вала» гидровращателя, угловой скорости, расхода рабочей жидкости, полезной и затрачиваемой мощности, гидромеханического, объемного и общего КПД серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа с учетом конструктивных особенностей распределительной и вытеснительной систем.

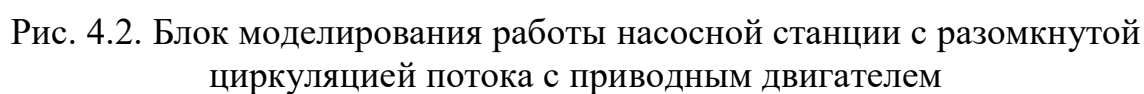


Рис. 4.2. Блок моделирования работы насосной станции с разомкнутой циркуляцией потока с приводным двигателем

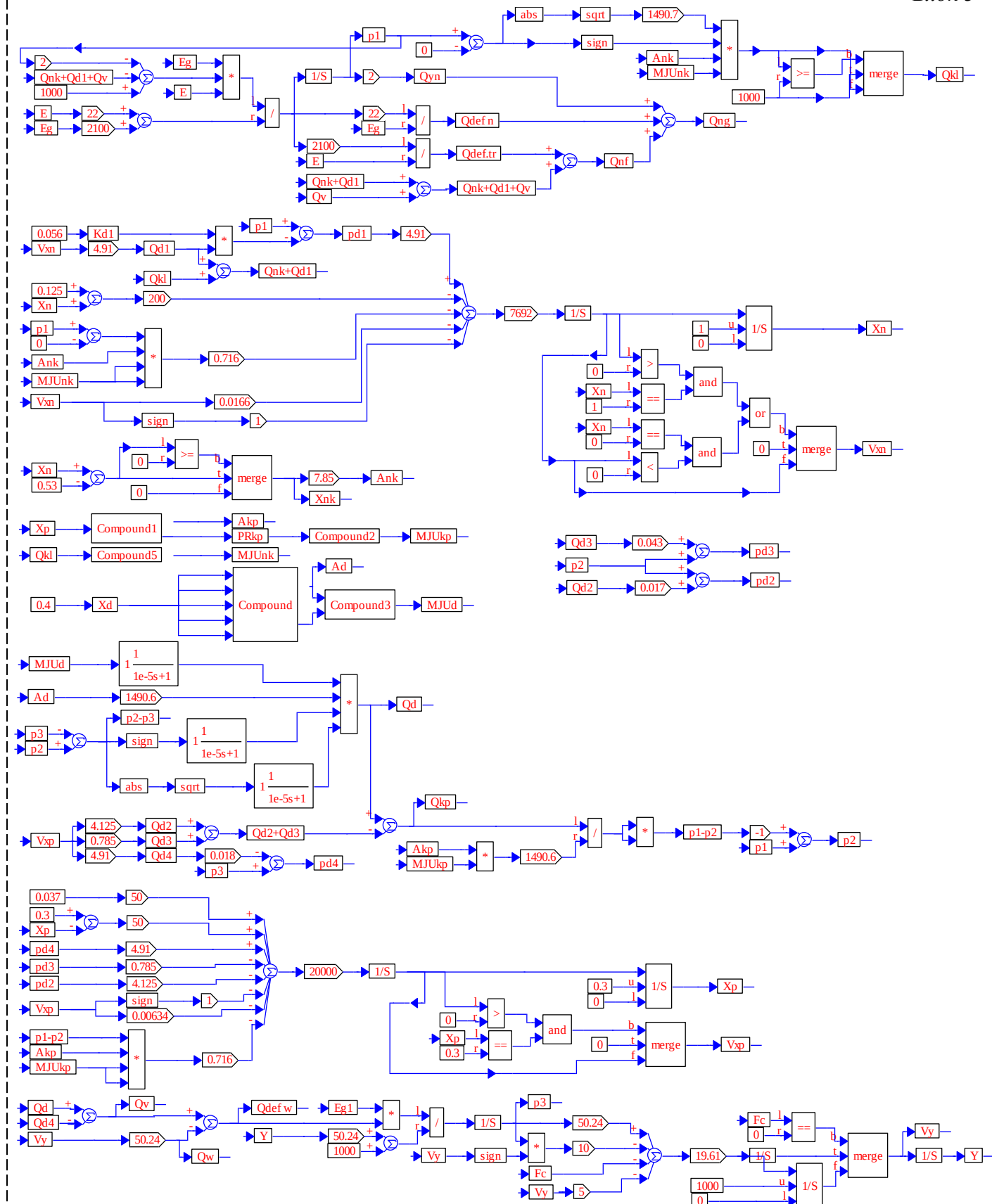


Рис. 4.3. Блок моделирования работы предохранительного клапана
непрямого действия

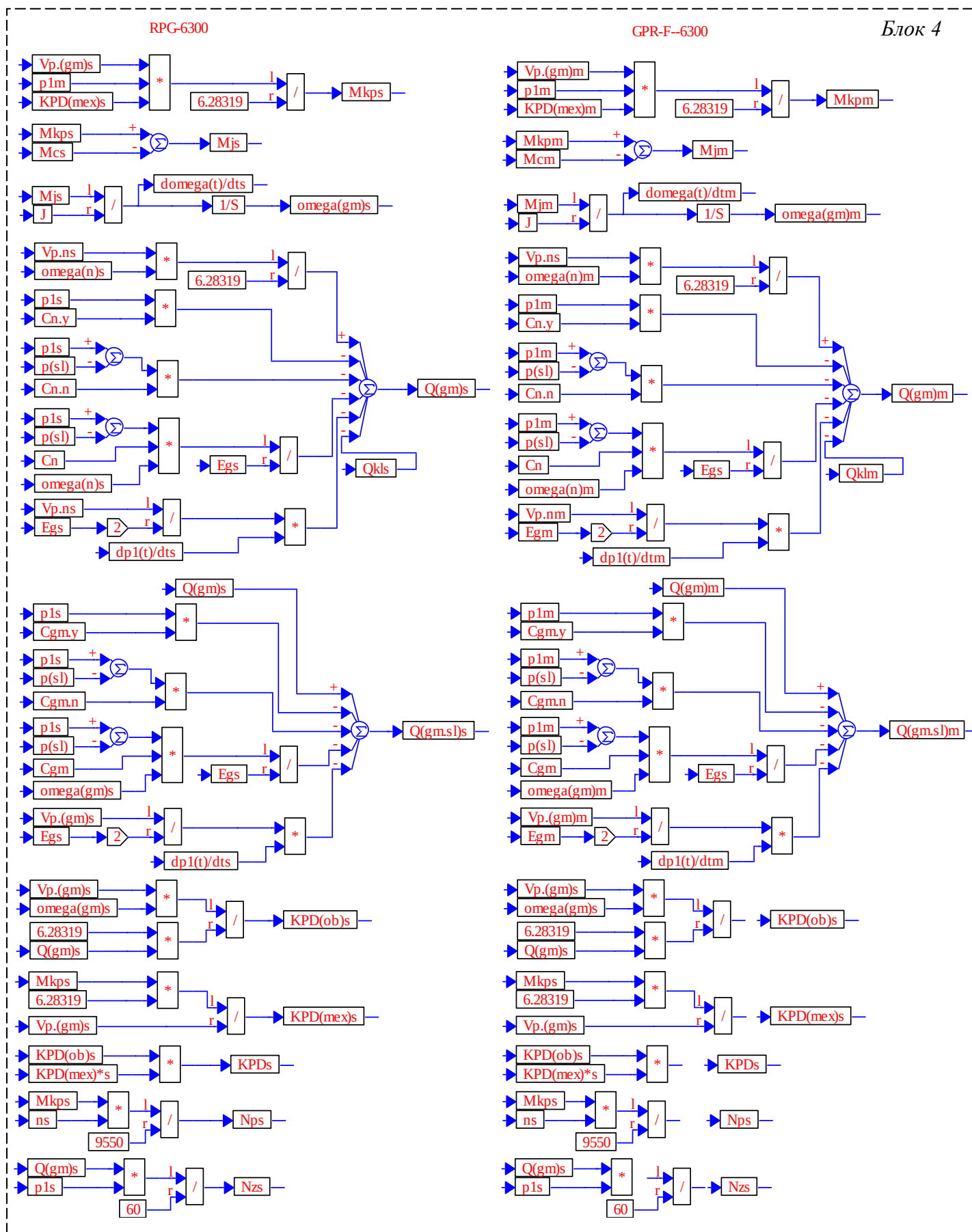


Рис. 4.4. Блок моделирования работы серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем

Изменение площади проходного сечения проточных частей распределительной системы серийного и модернизированного гидровращателей описано блоками 1...5 (рис. 3.6 – рис. 3.10). Изменение формы и количества зубьев элементов вытеснительной системы серийного и модернизированного гидровращателей описано блоками 1...4 (рис. 3.1 – рис. 3.4).

Блок 5 (рис. 4.5) позволяет моделировать упруго-инерционную нагрузку. Если моделирование работы гидроагрегата с гидровращателем планетарного типа проводится без учета упруго-инерционной нагрузки, то блок 5 отключается. Задержка упруго-инерционной нагрузки осуществляется блоком 6 (рис. 4.6).

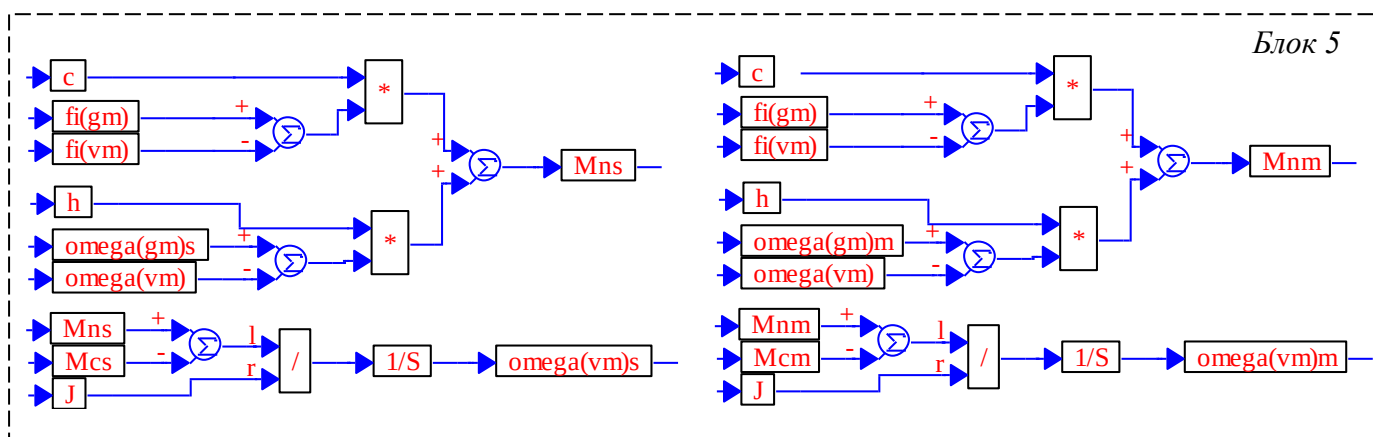


Рис. 4.5. Блок моделирования упруго-инерционной нагрузки

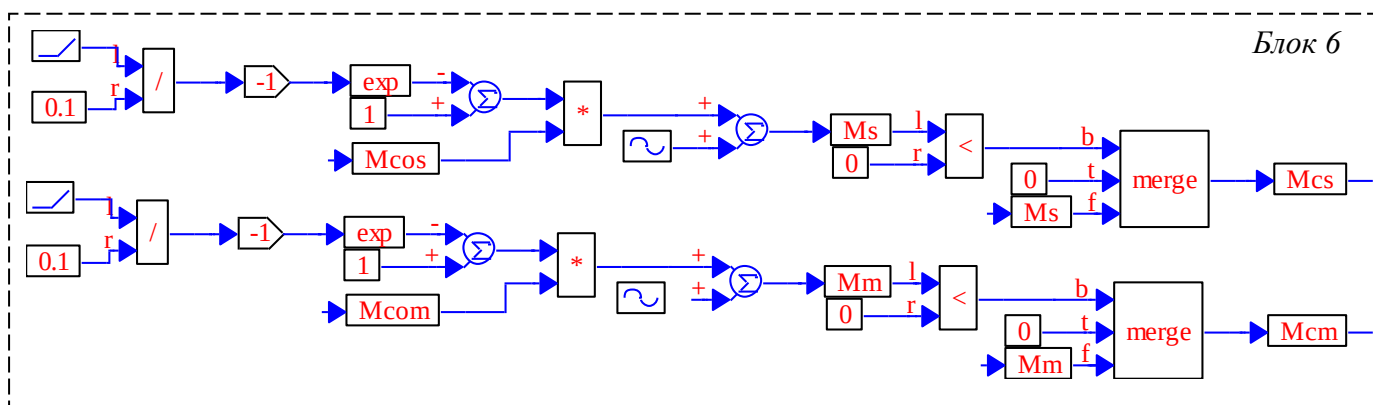


Рис. 4.6. Блок задержки упруго-инерционной нагрузки

Математическое описание двухфазной рабочей жидкости с учетом нелинейностей представлено блоком 7 (рис. 4.7).

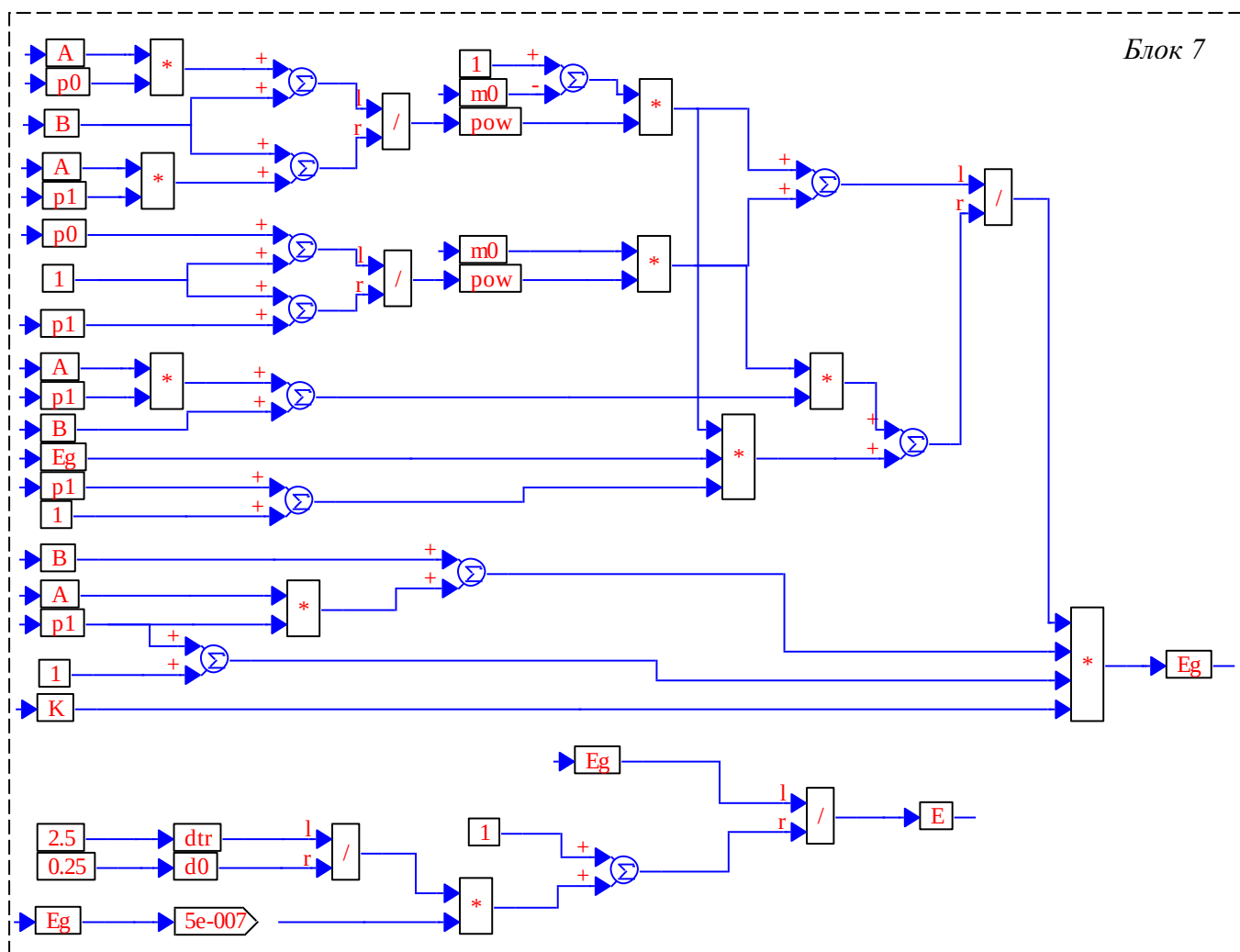


Рис. 4.7. Блок моделирования двухфазной рабочей жидкости

Изменение давления в гидроагрегате с учетом конструктивных особенностей вытеснительной и распределительной систем серийного и модернизированного гидровращателей описано блоком 8 (рис. 4.8).

Блок 9 (рис. 4.9) позволяет вывести на экран графические зависимости давления в гидроагрегате, моментов сопротивления, крутящего и инерционного, частоты вращения «вала» гидровращателя, подачи насоса, расходов через предохранительный клапан и гидровращатель, полезной и затрачиваемой мощностей гидровращатель, а так же объемного, гидромеханического и общего КПД с учетом конструктивных особенностей распределительной и вытеснительной систем при различных условиях эксплуатации серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в любой момент времени.

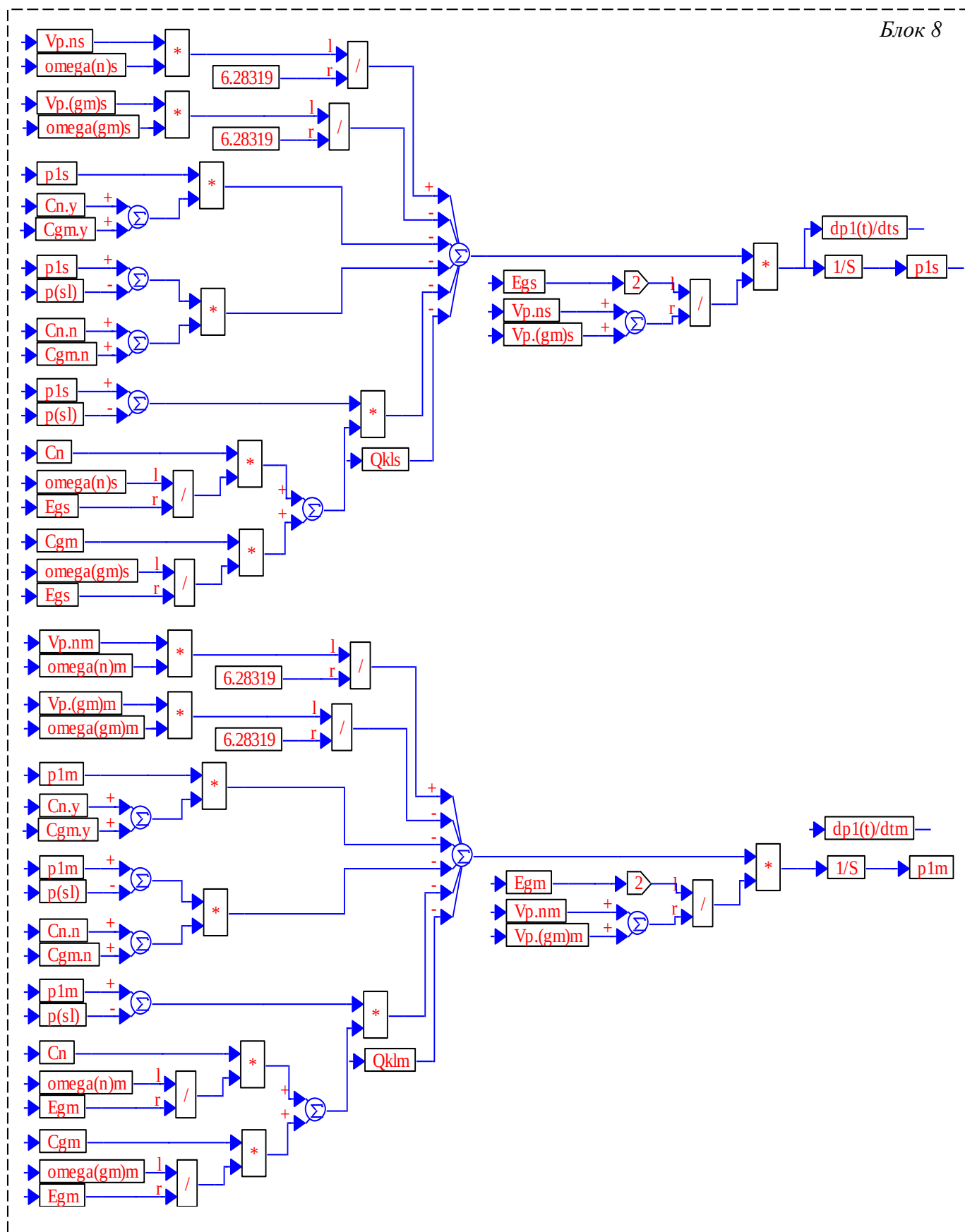


Рис. 4.8. Блок определения давления рабочей жидкости в гидроагрегате с учетом конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей

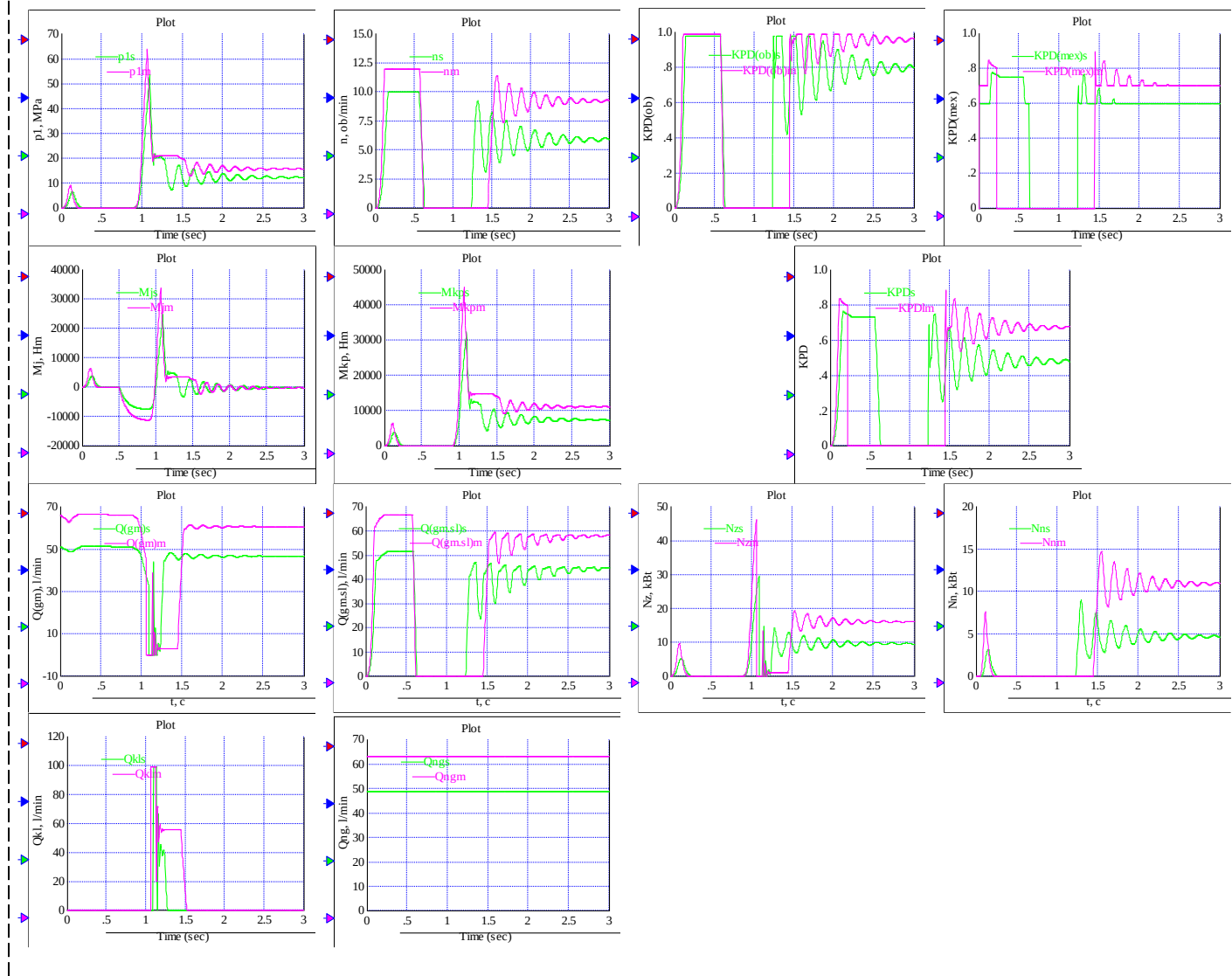


Рис. 4.9. Блок вывода графических зависимостей выходных характеристик гидроагрегата с учетом конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей

Моделирование переходных процессов, происходящих в гидроагрегате с гидровращателем планетарного типа, выполнялось как для серийного, так и для модернизированного гидровращателей с рабочим объемом $V_{зв} = 6300 \text{ см}^3$. С целью определения влияния конструктивных особенностей распределительной и вытеснительной систем в серийном и модернизированном гидровращателях на изменение динамических характеристик исследуемых гидроагрегатов моделирование осуществлялось одновременно для серийного и модернизированного гидровращателей.

4.3. Исследование динамики серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа

Одной из важных задач на этапе исследований влияния конструктивных особенностей гидравлических вращателей на изменение их выходных характеристик являются динамические исследования гидравлической системы насос-клапан-гидровращатель, позволяющие обосновать и изучить максимальные колебания выходных параметров исследуемого гидровращателя.

Исследования динамики гидроагрегата с гидравлическим вращателем планетарного типа, включающим в себя приводной двигатель, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия, гидравлический вращатель планетарного типа и инерционную нагрузку позволили обосновать и изучить динамику изменения выходных характеристик гидровращателя в реальных условиях эксплуатации.

4.3.1. Исследование динамики гидравлической системы насос-клапан-гидровращатель.

Для исследования динамики гидравлической системы насос-клапан-гидровращатель были обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения, позволяющие моделировать работу исследуемой системы, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, как с серийным, так и с модернизированным гидравлическими вращателями.

Исследования проводились в два этапа, при этом насос имел постоянную угловую скорость, а следовательно, и подачу. Насос выбирался нерегулируемый, шестеренного типа, с приведенным рабочим объемом соответствующим расходам рабочей жидкости, как для серийного, так и для модернизированного гидровращателя. Нагрузка гидравлического вращателя имела среднестатистическое значение инерционного момента для соответствующих моментов сопротивления серийного и модернизированного гидровращателей.

Первый этап предусматривал моделирование работы исследуемой системы с подключением к насосу гидровращателя, не заполненного рабочей

жидкостью («сухого») во время пуска, но при этом с полной нагрузкой на его «валу».

Второй этап предусматривал моделирование работы исследуемой системы с подключением к насосу также «сухого» гидровращателя, но уже с задержкой подключения момента сопротивления (нагрузки), а при достижении номинальных оборотов гидровращателя к его «валу» подключалась полная нагрузка.

Система насос-клапан-гидровращатель.

Исследованиями изменения выходных характеристик (рис. 4.10) серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа при разгоне установлено, что «забросы» давления рабочей жидкости (рис. 4.10, а) в момент пуска «сухих» гидровращателей находятся в допустимых пределах и не превышают значений 33 МПа для модернизированного и 30 МПа для серийного гидровращателей. Далее на протяжении 0,1 с (время работы предохранительного клапана) давление рабочей жидкости устанавливается на значении 27 МПа. В период времени с 0,5 с по 2,5 с значения давления рабочей жидкости для серийного гидровращателя постепенно уменьшаются, по отношению к модернизированному и с затухающими колебаниями значений давления рабочей жидкости для обоих гидровращателей, выходят на номинальный режим 16 МПа для модернизированного и 12,5 МПа для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного. Необходимо так же отметить, что амплитуда максимальных колебаний давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 12 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 8 МПа до 23 МПа для модернизированного и от 4,9 МПа до 22 МПа для серийного гидровращателей.

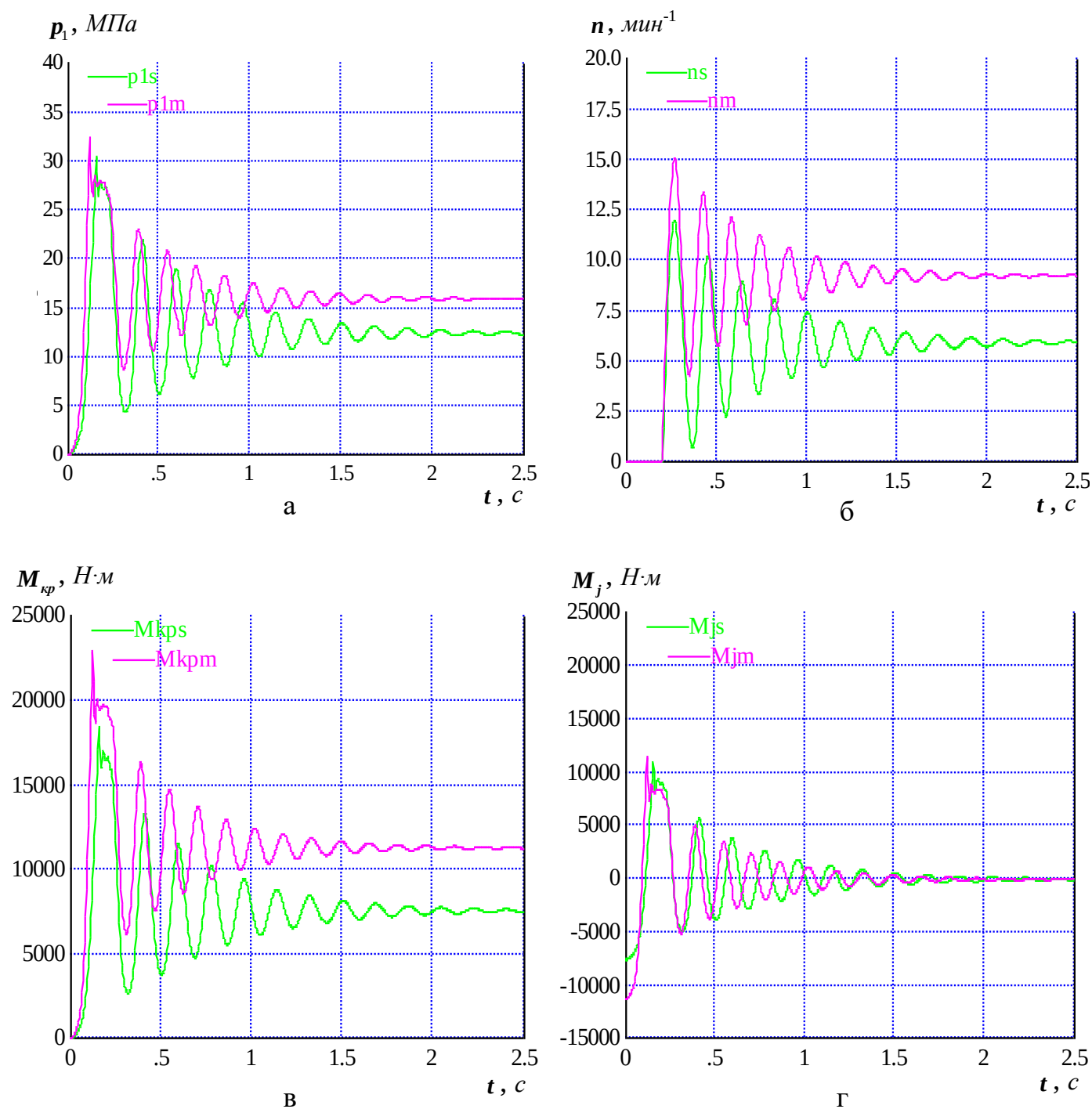


Рис. 4.10. Зависимости изменения давления, частоты вращения, крутящего и инерционного моментов гидровращателей, при разгоне системы

насос-клапан-гидровращатель:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Зависимости изменения частоты вращения «валов» гидровращателей (рис. 4.10, б) показывают, что в момент пуска «сухих» гидровращателей, в течение 0,2 с происходит заполнение их рабочих камер (в этот момент гидровращатели выполняют роль пассивных гасителей пульсации (рис. 4.10, а)) и «валы» гидровращателей неподвижны. В течение времени с 0,2 с по 0,25 с происходит разгон гидровращателей с максимальным всплеском значения частоты вращения равным 15 мин^{-1} для модернизированного и $11,8 \text{ мин}^{-1}$ для серийного гидровращателей. В период времени с 0,5 с по 2,5 с значения частоты вращения для серийного гидровращателя интенсивно уменьшаются по сравнению с модернизированным, и с затухающими колебаниями значений частот вращения для обоих гидровращателей выходят на номинальный режим 9 мин^{-1} для модернизированного и 6 мин^{-1} для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного. Необходимо также отметить, что амплитуда максимальных колебаний частоты вращения у обоих гидровращателей практически одинакова и находится в диапазоне от 15 мин^{-1} до $3,8 \text{ мин}^{-1}$ для модернизированного и от $11,9 \text{ мин}^{-1}$ до $0,6 \text{ мин}^{-1}$ для серийного гидровращателей.

Анализ результатов изменения крутящих моментов (рис. 4.10, в) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей зависимости изменения крутящих моментов аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 4.10, а), а «забросы» не превышают значений $23000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $18000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. На протяжении 0,1 с (время работы предохранительного клапана) крутящие моменты устанавливаются на значениях $19500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного и $16500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного гидровращателей. В период с 0,5 с по 2,5 с значения крутящих моментов для серийного гидровращателя интенсивно уменьшаются, по сравнению с модернизированным, и с затухающими колебаниями значения крутящих моментов обоих гидровращателей выходят на номинальный

режим 11300 $H\cdot m$ и 7500 $H\cdot m$, соответственно для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 34% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний крутящих моментов у серийного гидровращателя на 3 % больше, чем у модернизированного и находятся в диапазоне от 19800 $H\cdot m$ до 6300 $H\cdot m$ для модернизированного и от 16350 $H\cdot m$ до 2500 $H\cdot m$ для серийного гидровращателей.

Анализ результатов изменения инерционных моментов (рис. 4.10, г) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей зависимости изменения инерционных моментов, так же аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 4.10, а), а «забросы» не превышают значений 11000 $H\cdot m$ и 10700 $H\cdot m$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. На протяжении 0,1 с (время работы предохранительного клапана) значения инерционных моментов устанавливаются на значениях 8700 $H\cdot m$ и 9200 $H\cdot m$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. В период с 0,5 с по 2,5 с значения инерционных моментов для обоих гидровращателей, с затухающими колебаниями уменьшаются до нулевого значения.

Исследования изменения расходов (рис. 4.11) гидровращателей при разгоне в системе насос-клапан-гидровращатель с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с полной нагрузкой на его «валу» показывают, что подача насосов (рис. 4.11, а) для обеспечения работы модернизированного и серийного гидровращателей, в исследуемой системе, не изменяется в процессе разгона, и соответственно, равна 63 л/мин и 49,5 л/мин для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение подачи насосов для обеспечения работы модернизированного гидровращателя на 21,5 % выше, чем для серийного.

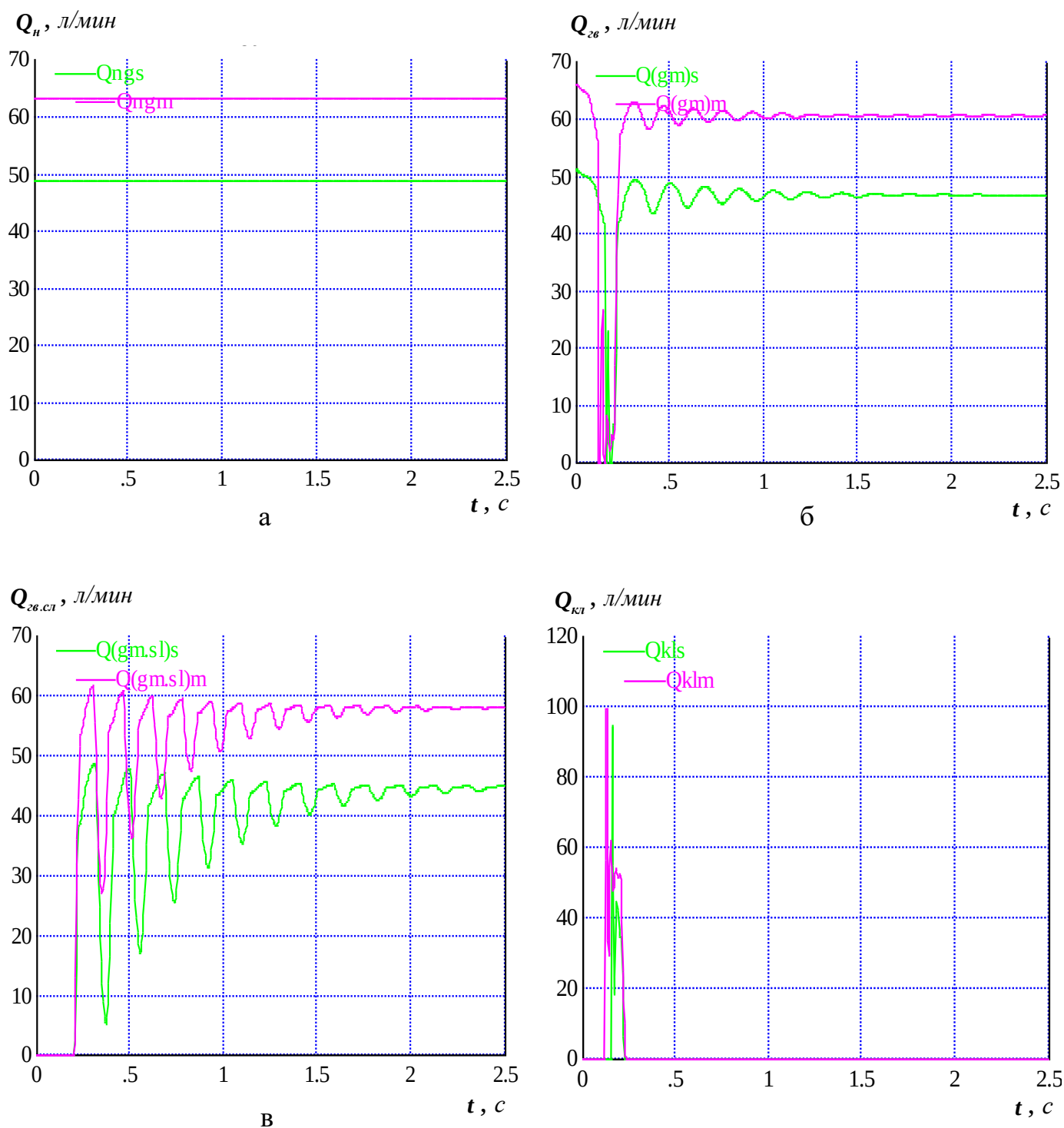


Рис. 4.11. Зависимости изменения расходов гидровращателей при разгоне системы насос-клапан-гидровращатель:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Зависимости изменения расходов, подводимых к гидровращателям (рис. 4.11, б), в исследуемой системе показывают, что в начальный момент времени к гидровращателям подводится вся рабочая жидкость, подаваемая насосами, и ее расход равен 63 л/мин для модернизированного и $49,5 \text{ л/мин}$ для серийного гидровращателей. В период времени от $0,05 \text{ с}$ и до $0,125 \text{ с}$ происходит резкое падение расходов рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, вплоть до нулевого значения (срабатывание предохранительного клапана). Далее в течение $0,075 \text{ с}$ для модернизированного и $0,035 \text{ с}$ для серийного гидровращателей рабочая жидкость к ним практически не поступает. Начиная с $0,2 \text{ с}$ количество рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к $2,0 \text{ с}$ выходит на номинальные значения расходов $60,5 \text{ л/мин}$ и 48 л/мин , соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное количество рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, для модернизированного гидровращателя на 21% выше, чем для серийного.

Анализ зависимостей изменения расходов жидкости, выходящей из гидровращателей (рис. 4.11, в), в исследуемой системе показывает, что в период времени от $0,0 \text{ с}$ и до $0,2 \text{ с}$ рабочая жидкость не поступает на слив, что свидетельствует о том, что в рассматриваемый период времени, в гидровращателях отсутствует рабочая жидкость (следовательно, он «сухой»). Это согласуется с отсутствием вращения «валов» гидровращателей (рис. 4.10, б) в рассматриваемый промежуток времени. Начиная с $0,2 \text{ с}$ количество рабочей жидкости, поступающей из гидровращателей на слив, резко возрастает и со значительными затухающими пилообразными колебаниями, ограниченными количеством подводимой рабочей жидкости к $2,0 \text{ с}$ выходит на номинальные значения 59 л/мин и 45 л/мин , соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение расходов жидкости, поступающей из гидровращателей на слив, у модернизированного гидровращателя на 24% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных

колебаний расходов жидкости, поступающей на слив из серийного гидравлического вращателя на 24 % больше, чем из модернизированного и находится в диапазоне от 61,5 л/мин до 28 л/мин для модернизированного и от 49 л/мин до 5 л/мин для серийного гидравлических вращателей.

Анализ зависимостей изменения расходов рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан (рис. 4.11, г) показывает, что для модернизированного гидравлического вращателя в период времени от 0,0 с до 0,125 с предохранительный клапан закрыт, т.е. рабочая жидкость через него не проходит. При достижении времени разгона модернизированного гидравлического вращателя 0,125 с, происходит резкое срабатывание предохранительного клапана с мгновенным всплеском расхода рабочей жидкости через него и в течение 0,015 с расход жидкости через клапан устанавливается на значении близком к 52 л/мин. При достижении времени разгона модернизированного гидравлического вращателя 0,2 с, происходит резкое отключение предохранительного клапана, т.е. расход через предохранительный клапан отсутствует, и весь поток рабочей жидкости направляется к гидравлическому вращателю.

Аналогично срабатывает предохранительный клапан и для серийного гидравлического вращателя (рис. 4.11, г), но с учетом того, что производительность насоса у системы с серийным гидравлическим вращателем на 21 % ниже, открытие клапана происходит на 0,01 с позже и в течение 0,01 с расход рабочей жидкости через клапан устанавливается на значении близком к 45 л/мин. При достижении времени разгона серийного гидравлического вращателя 0,2 с, так же как и у модернизированного, происходит резкое отключение предохранительного клапана, а следовательно, весь поток рабочей жидкости направляется к гидравлическому вращателю.

Исследованиями изменения КПД гидравлических вращателей при разгоне (рис. 4.12) в системе насос-клапан-гидравлический вращатель с подключением к насосу «сухого» гидравлического вращателя с нагрузкой на его «валу» установлено, что в период времени от 0,0 с и до 0,2 с изменение объемного КПД (рис. 4.12, а) не происходит, так как в рассматриваемый период времени, в гидравлических вращателях

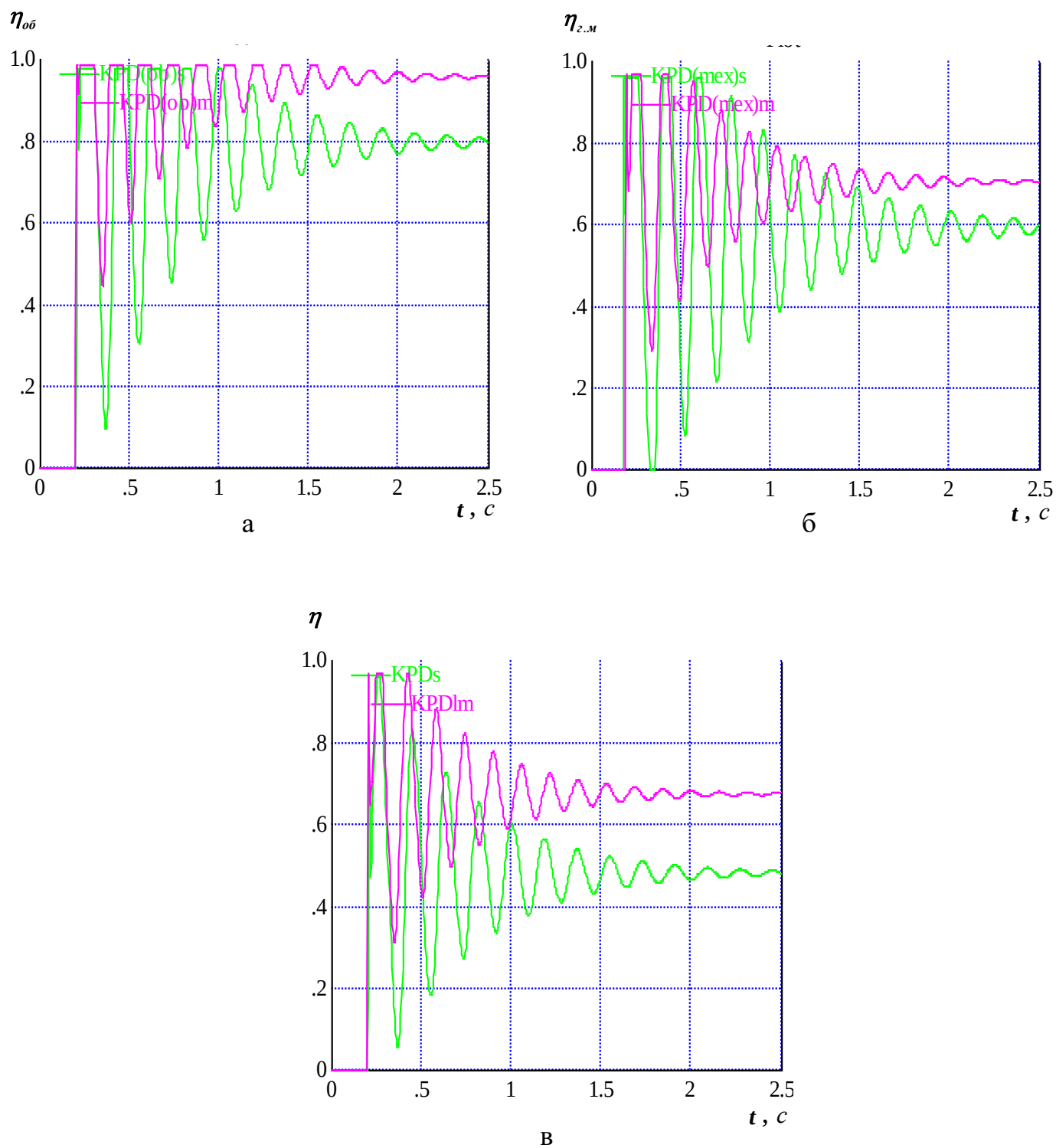


Рис. 4.12. Зависимости изменения КПД гидровращателей при разгоне системы насос-клапан-гидровращатель:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

отсутствует рабочая жидкость и происходит их заполнение. Начиная с 0,2 с значения объемного КПД гидровращателей резко возрастают, и со значительными затухающими пилообразными колебаниями, ограниченными максимальными значениями объемного КПД, к 2,5 с выходят на номинальные показатели равные 0,93 и 0,82, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Исходя из этого, можно заключить, что номинальное значение объемного КПД у модернизированного гидровращателя на 12% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний объемного КПД у серийного гидровращателя на 42 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 0,98 до 0,45 для модернизированного и от 0,98 до 0,07 для серийного гидровращателей.

Анализ зависимостей изменения механического КПД гидровращателей при разгоне (рис. 4.12, б) в системе насос-клапан-гидровращатель показывает, что в период времени от 0,0 с и до 0,2 с изменения механического КПД не происходит, так как в рассматриваемый период времени, в гидровращателях отсутствует рабочая жидкость и происходит их заполнение. Начиная с 0,2 с значения механического КПД гидровращателей резко возрастают, и со значительными затухающими колебаниями к 2,5 с выходят на номинальные показатели равные 0,71 и 0,61, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Исходя из этого, номинальное значение механического КПД у модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний механического КПД у серийного гидровращателя на 39 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 0,98 до 0,28 для модернизированного и от 0,98 до 0,0 для серийного гидровращателей.

Анализ результатов моделирования изменения общего КПД гидровращателей при разгоне (рис. 4.12, в) показывает, что в период времени от 0,0 с и до 0,2 с изменений общего КПД не происходит, так как в рассматриваемый период, в гидровращателях отсутствует рабочая жидкость и происходит их

заполнение. Начиная с 0,2 с значения общего КПД гидровращателей резко возрастают, и со значительными затухающими пилообразными колебаниями, ограниченными максимальными значениями общего КПД, к 2,5 с выходят на номинальные показатели равные 0,66 и 0,5, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение общего КПД модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем серийного, а амплитуда максимальных колебаний общего КПД серийного гидровращателя на 29 % больше, чем модернизированного и находится в диапазоне от 0,98 до 0,32 для модернизированного и от 0,98 до 0,05 для серийного гидровращателей.

Зависимости изменения мощностей гидровращателей при разгоне (рис.4.13) в системе насос-клапан-гидровращатель с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с нагрузкой на его «валу» показывают, что «забросы» затраченных мощностей (рис. 4.13, а) в момент пуска «сухих» гидровращателей значительно превышают свои номинальные значения и находятся в пределах 27,5 кВт и 21,5кВт, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. В период времени с 0,1 с для модернизированного и 0,125 с для серийного гидровращателей (время работы предохранительного клапана) и до 0,2 с значения затраченных мощностей резко падают практически до нулевой отметки. По истечению 0,2 с, значения затраченных мощностей резко возрастают до 25 кВт и 18,5 кВт, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей и со значительными затухающими колебаниями, устанавливаются равными 16 кВт и 10 кВт, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что установившееся значение затраченной мощности у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний затраченной мощности у серийного гидровращателя на 22 % меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 27,5 кВт до 0,0кВт для модернизированного и от 21,5 кВт до 0,0 кВт для серийного гидровращателей.

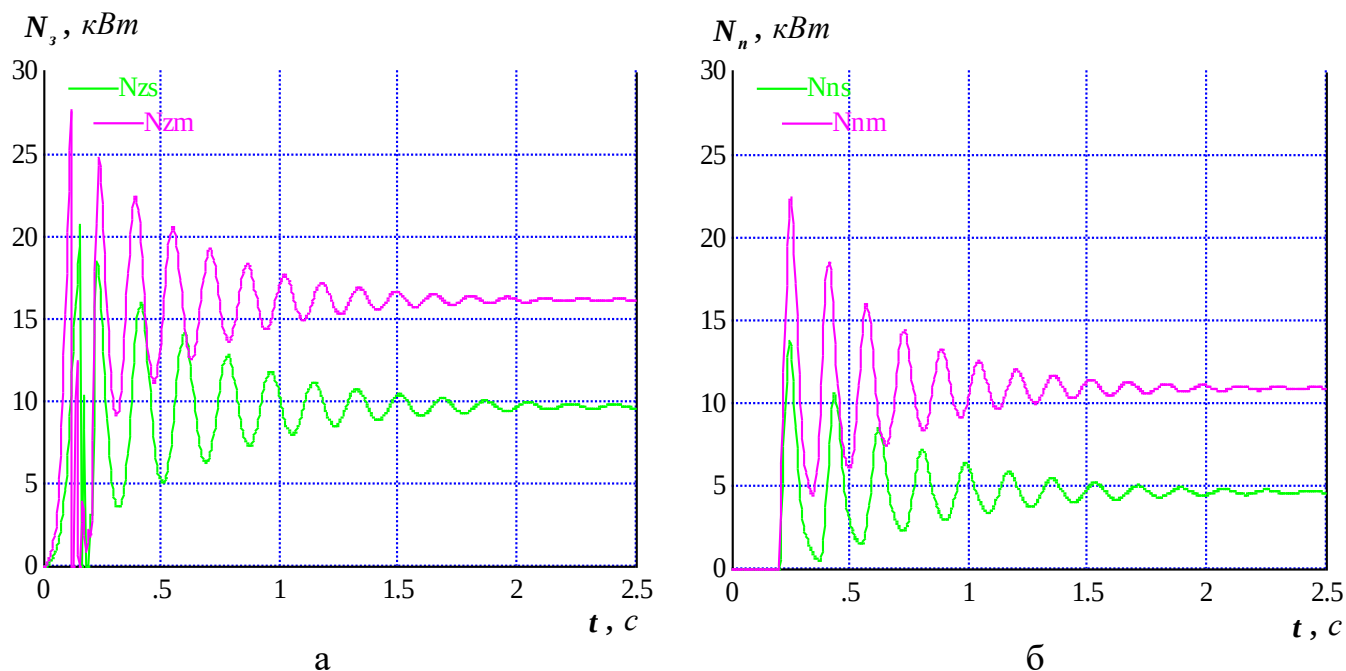


Рис. 4.13. Зависимости изменения мощностей при разгоне системы насос-клапан-гидровращатель:
— серийный гидровращатель
— модернизированный гидровращатель

Анализ моделирования процесса изменения полезной мощности гидровращателей (рис. 4.13, б) показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей, в течение 0,2 с происходит заполнение их рабочих камер (в этот момент гидровращатели выполняют роль пассивных гасителей пульсации (рис. 4.10, а) и «валы» гидровращателей неподвижны. Начиная с 0,2 с происходит разгон гидровращателей с максимальным всплеском значений полезной мощности равных 22,5 кВт и 13,7 кВт, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. В период с 0,2 с по 2,5 с, значения полезной мощности серийного и модернизированного гидровращателей с затухающими колебаниями уменьшаются и выходят на номинальный режим 11 кВт и 5 кВт, соответственно, для модернизированного и серийного гидравлических вращателей. Таким образом, можно констатировать, что номинальное значение полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 54% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 25 % меньше, чем у модер-

низированного и находится в диапазоне от 22,5 кВт до 4,9 кВт и от 13,7 кВт до 0,5 кВт, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей.

Результаты моделирования работы исследуемой системы насос-клапан-гидровращатель (рис. 4.10...4.13) с подключением к насосу гидровращателя не заполненного рабочей жидкостью («сухого») во время пуска, с полной нагрузкой на его «валу», подтверждают результаты теоретических и параметрических исследований по обоснованию геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем модернизированного гидровращателя. Необходимо отметить, что результаты моделирования динамики исследуемой системы, с гидровращателями большого объема, искажают реальную картину изменения функциональных параметров системы в момент пуска, так как программа «понимает», что гидровращатель не заполнен рабочей жидкостью и «воспринимает» его рабочий объем, как пассивный гаситель пульсаций. Поэтому, для получения реальной картины процесса разгона исследуемой системы необходимо «программно» заполнить гидровращатель рабочей жидкостью, а уже затем производить запуск системы. С этой целью в программу введена задержка подключения нагрузки (момента сопротивления) (рис. 4.6).

Система насос-клапан-гидровращатель с задержкой подключения нагрузки.

Исследованиями изменения выходных характеристик (рис. 4.14) серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа с задержкой подключения нагрузки при разгоне (рис. 4.14, а), установлено, что «всплески» давления рабочей жидкости на протяжении 0,2 с, в момент пуска «сухих» гидровращателей не превышают значений 9 МПа и 5 МПа, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Далее, на протяжении 0,7 с (время работы гидровращателя без нагрузки) давление рабочей жидкости равно нулю. В период с 0,9 с по 1,2 с происходит значительный «заброс» давления (момент подключения нагрузки) равный 65 МПа и 52 МПа,

соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей с последующим установлением значения давления равным 21 МПа для обоих гидровращателей на протяжении 0,3 с для модернизированного и 0,1 с для серийного гидровращателей. В период времени с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения давления рабочей жидкости постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями значений давления рабочей жидкости для обоих гидровращателей выходят на номинальный режим 16 МПа и 12,5 МПа, соответственно, для модернизированного и серийного. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 39 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 13 МПа до 21 МПа и от 7,9 МПа до 21 МПа соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей.

Зависимости изменения частоты вращения «валов» гидровращателей (рис. 4.14, б) с задержкой подключения нагрузки показывают, что в момент пуска «сухих» гидровращателей их «валы» начинают вращение с одновременным заполнением рабочих камер и в течение 0,07 с гидровращатели выходят на максимальные обороты, соответственно, равные 12 мин^{-1} и 10 мин^{-1} для модернизированного и серийного гидровращателей. В течение времени с 0,07 с по 0,5 с частота вращения «валов» гидровращателей стабильна. По истечении 0,5 с, после подключения нагрузки (момента сопротивления) частота вращения «валов» гидровращателей резко падает до полной остановки. В период времени с 0,6 с по 1,25 с у серийного и с 0,6 с по 1,5 с у модернизированного, «валы» гидровращателей неподвижны, так как происходит заполнение рабочих камер. Затем происходит разгон обоих гидровращателей с максимальным всплеском значения частоты вращения равным $11,3 \text{ мин}^{-1}$ и $9,1 \text{ мин}^{-1}$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей.

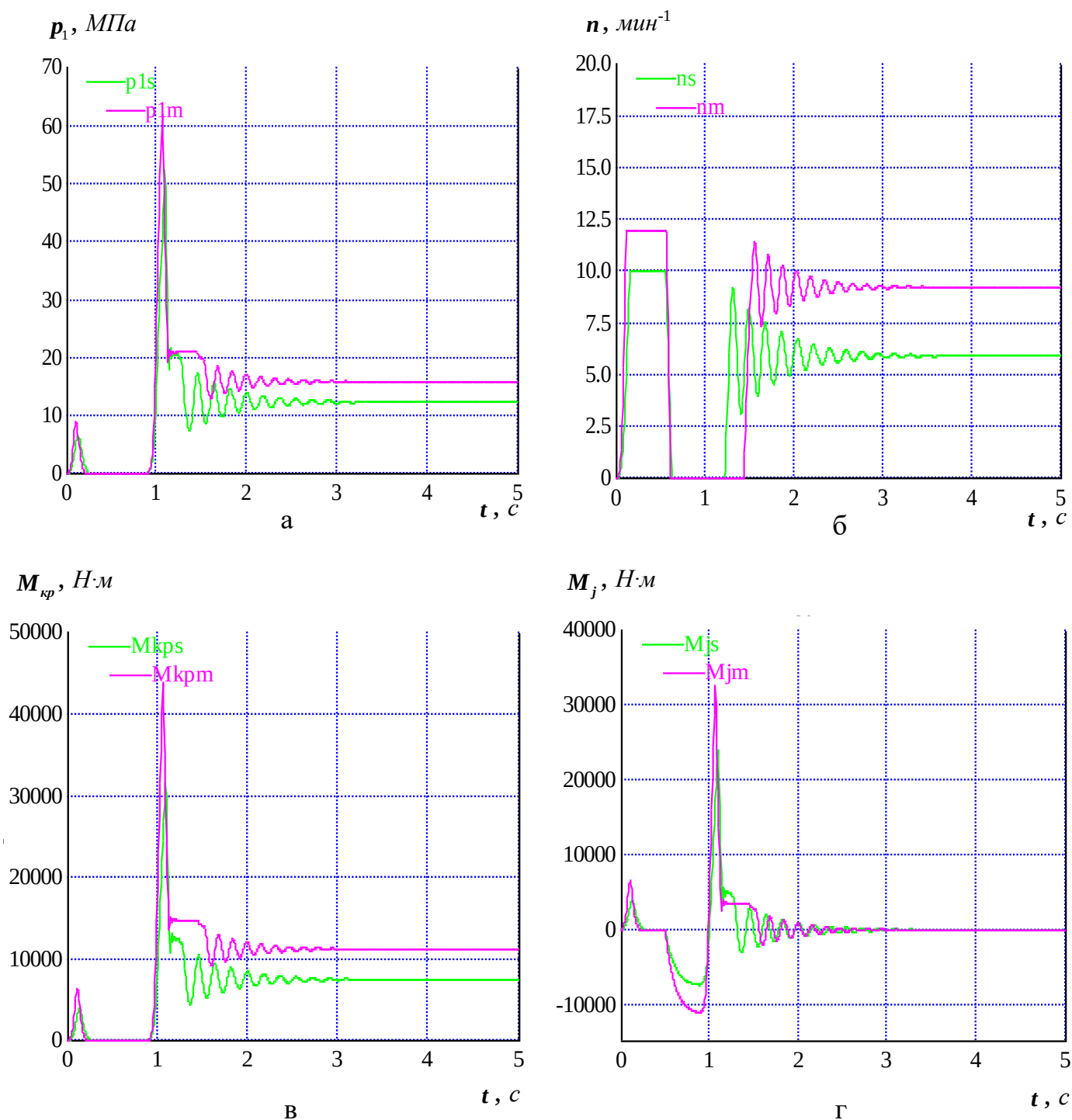


Рис. 4.14. Зависимости изменения давления, частоты вращения, крутящего и инерционного моментов гидровращателей, при разгоне системы насос-клапан-гидровращатель с задержкой подключения нагрузки:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

В период с 1,4 с для серийного и 1,6 с для модернизированного, значения частоты вращения «валов» гидровращателей интенсивно уменьшаются с затухающими колебаниями и выходят на номинальный режим 9 мин^{-1} для модернизированного и 6 мин^{-1} для серийного гидравлических вращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний частоты вращения у серийного гидровращателя на 39 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от $11,3 \text{ мин}^{-1}$ до $7,5 \text{ мин}^{-1}$ для модернизированного и от $9,1 \text{ мин}^{-1}$ до $3,2 \text{ мин}^{-1}$ для серийного гидровращателей.

Анализ результатов изменения крутящих моментов (рис. 4.14, в) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент пуска гидровращателей с задержкой подключения нагрузки зависимости изменения крутящих моментов аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 4.14, а), при этом «всплески» крутящих моментов на протяжении 0,2 с, в момент пуска «сухих» гидровращателей, составляют $6000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $4000 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Далее на протяжении 0,7 с (время работы гидровращателя без нагрузки) крутящие моменты равны нулю. В период с 0,9 с по 1,2 с происходит значительный «заброс» крутящих моментов (момент подключения нагрузки) равный $45000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $30000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей с последующим установливанием значений крутящих моментов на протяжении 0,3 с и 0,1 с равным $15000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $12500 \text{ Н}\cdot\text{м}$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. В период времени с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения крутящих моментов постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями выходят на номинальный режим $11000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $6500 \text{ Н}\cdot\text{м}$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 41% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний крутящего момента у серийного

гидровращателя на 35 % больше, чем у модернизированного, и находится в диапазоне от 15000 $H \cdot m$ до 9500 $H \cdot m$ для модернизированного и от 12500 $H \cdot m$ до 4000 $H \cdot m$ для серийного гидровращателей.

Анализ результатов моделирования процессов изменения инерционных моментов (рис. 4.14, г) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей с задержкой подключения нагрузки зависимости изменения инерционных моментов аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости, при этом «всплески» инерционных моментов, на протяжении 0,2 с, в момент пуска «сухих» гидровращателей, составляют 7000 $H \cdot m$ для модернизированного и 4500 $H \cdot m$ для серийного гидровращателей. Далее на протяжении 0,3 с (время работы гидровращателя без нагрузки) инерционных моменты равны нулю. В период с 0,5 с по 0,9 с происходит нарастание инерционных моментов до значений -11000 $H \cdot m$ и -7500 $H \cdot m$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. В период с 0,9 с по 1,2 с происходит значительный «всплеск» инерционных моментов (момент подключения нагрузки) равный 31500 $H \cdot m$ для модернизированного и 22500 $H \cdot m$ для серийного гидровращателей с последующим установлением значений инерционных моментов на протяжении 0,3 с и 0,1 с равными 4000 $H \cdot m$ и 5000 $H \cdot m$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. В период с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения инерционных моментов постепенно с затухающими колебаниями уменьшаются до нулевого значения.

Исследования результатов моделирования процессов изменения расходов гидровращателей при разгоне (рис. 4.15), в системе насос-клапан-гидровращатель с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с задержкой подключения нагрузки показывают, что подача насосов (рис. 4.15, а) для обеспечения работы модернизированного и серийного гидровращателей в исследуемой системе не изменяется в процессе разгона, и соответственно,

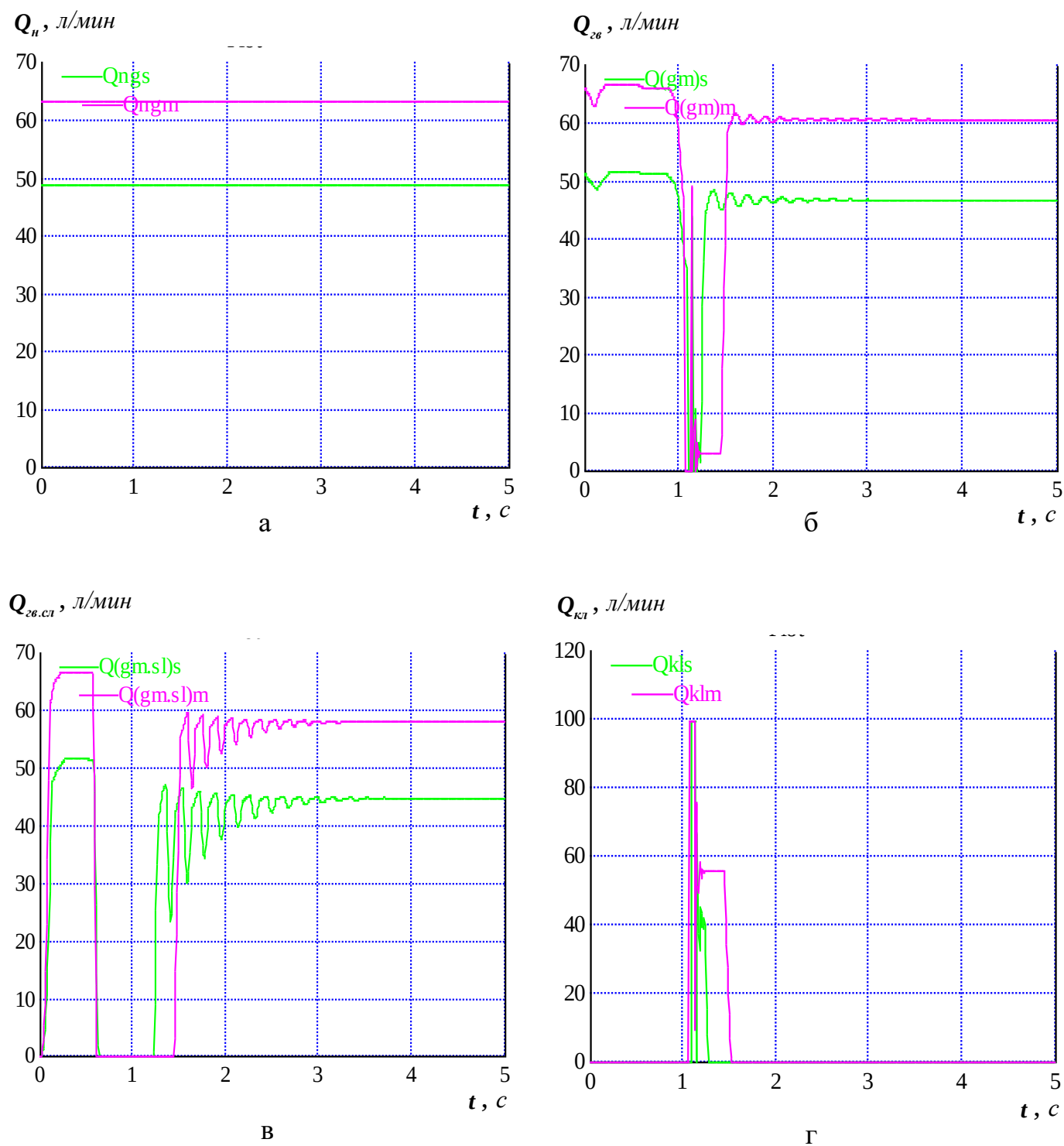


Рис. 4.15. Зависимости изменения расходов при разгоне гидровращателей при разгоне системы насос-клапан-гидровращатель с задержкой подключения нагрузки:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

равна 63 л/мин для модернизированного и 49,5 л/мин для серийного гидравлических насосов. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение подачи насоса для модернизированного гидравлического насоса на 21,5 % выше, чем для серийного.

Зависимости изменения расходов, подводимых к гидравлическим насосам (рис. 4.15, б) в исследуемой системе показывают, что в период времени от 0,0 с и до 1,0 с к гидравлическим насосам подводится вся рабочая жидкость, подаваемая насосами и ее расход равен 63 л/мин для модернизированного и 49,5 л/мин для серийного гидравлических насосов. Далее происходит резкое падение расходов рабочей жидкости, подводимой к гидравлическим насосам, вплоть до нулевого значения (срабатывание предохранительного клапана). В течение 0,1 с для модернизированного и 0,075 с для серийного гидравлических насосов рабочая жидкость к ним практически не поступает. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидравлических насосов количество рабочей жидкости, подводимой к ним, резко возрастает и к 3,0 с с затухающими гармоническими колебаниями выходит на номинальные значения расходов равные 60,5 л/мин и 48 л/мин, соответственно, для модернизированного и серийного гидравлических насосов. Таким образом, номинальное значение расхода рабочей жидкости, подводимой к модернизированному гидравлическому насосу на 21% выше, чем к серийному.

Анализ зависимостей изменения расходов жидкости, поступающей на слив из гидравлических насосов (рис. 4.15, в) в исследуемой системе показывает, что в период времени от 0,0 с до 0,6 с значения рабочей жидкости, поступающей на слив, резко возрастает до своих номинальных значений, равных 63 л/мин для модернизированного и 49,5 л/мин для серийного гидравлических насосов. После включения нагрузки рабочая жидкость из гидравлических насосов не поступает на слив, что свидетельствует о том, что в рассматриваемый период от 0,6 с и до 1,1 с, в гидравлическом насосе происходит дозаполнение его рабочей жидкостью, а так же отвод жидкости через предохранительный клапан. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидравлического насоса

телей количество рабочей жидкости, поступающей из гидровращателей на слив, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к 3,0 с выходит на номинальные расходы равные 60,5 л/мин и 48 л/мин, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Исходя из этого, можно заключить, что номинальное значение расхода рабочей жидкости, поступающей из модернизированного гидровращателя на слив, на 21% выше, чем из серийного.

Анализ моделирования изменения расходов жидкости, проходящей через предохранительный клапан (рис. 4.15, г), как для модернизированного, так и для серийного гидровращателей, в исследуемой системе показывает, что в период времени от 0,0 с и до 1,05 с, предохранительный клапан закрыт, т.е. рабочая жидкость через него не проходит. При достижении времени разгона модернизированного гидровращателя 1,05 с, происходит резкое срабатывание предохранительного клапана с мгновенным всплеском расхода рабочей жидкости через него до 100 л/мин и в течение 0,015 с расход рабочей жидкости через клапан устанавливается на значениях близком к 58 л/мин для модернизированного и 42 л/мин для серийного гидровращателей. При достижении времени разгона 1,25 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидровращателей, происходит резкое отключение предохранительных клапанов, т.е. расход через предохранительные клапаны отсутствует, и весь поток рабочей жидкости направляется к гидровращателям.

Исследованиями изменения КПД гидровращателей (рис. 4.16) при разгоне в системе насос-клапан-гидровращатель с подключением к насосу «сухого» гидровращателя с задержкой подключения нагрузки, показывает, что в период времени от 0,0 с и до 0,6 с значения объемного КПД (рис. 4.16, а) обоих гидровращателей резко возрастают до 0,98. После включения нагрузки «валы» гидровращателей останавливаются и значения их объемного КПД равны нулю. В период времени от 0,6 с до 1,125 с в серийном и от 0,6 с до 1,5 с в модернизированном гидровращателях происходит дозаполнение их

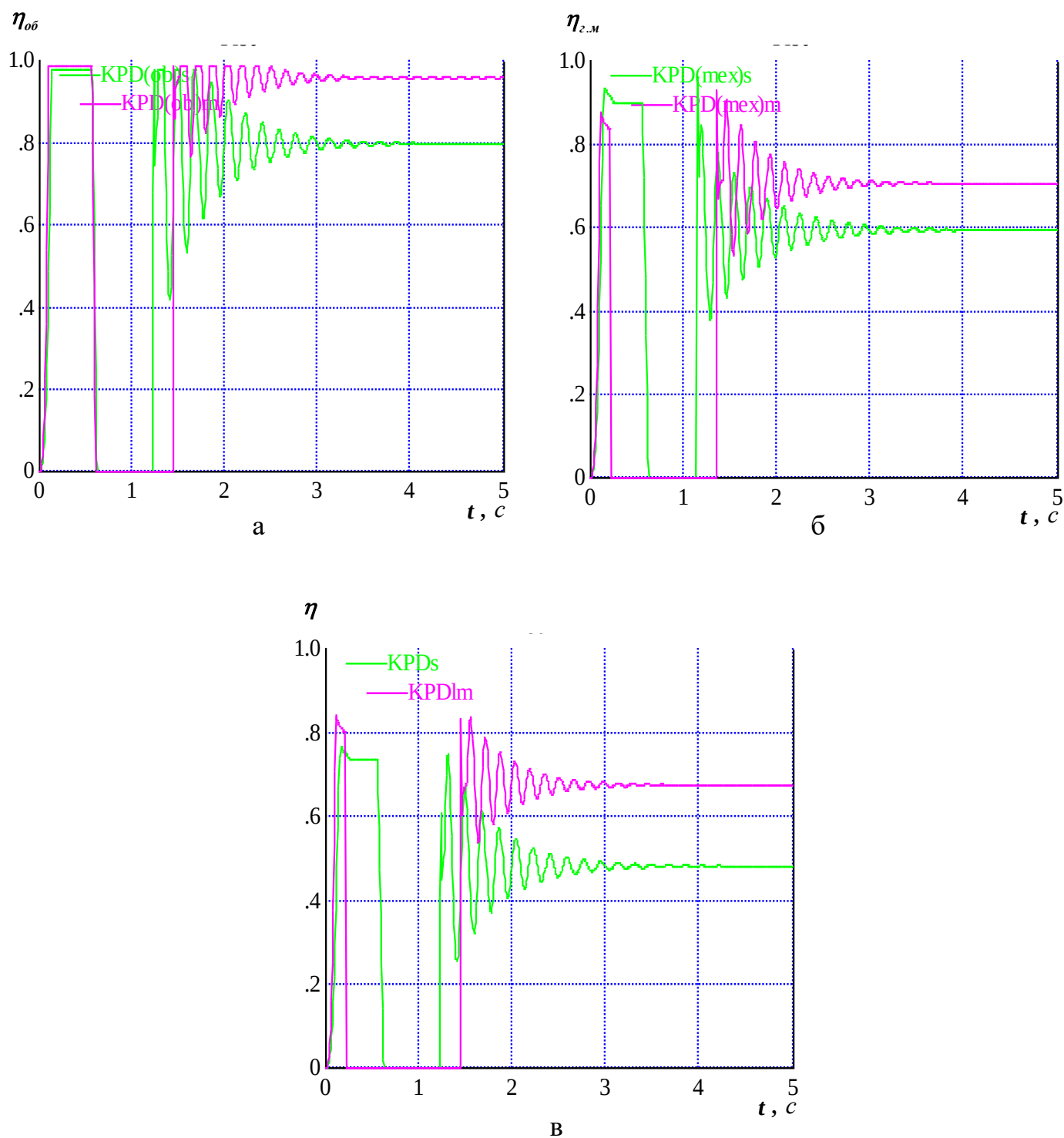


Рис. 4.16. Зависимости изменения КПД гидровращателей при разгоне системы насос-клапан-гидровращатель с задержкой подключения нагрузки:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

рабочей жидкостью, а так же отвод жидкости через предохранительный клапан. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидровращателей их объемный КПД резко возрастает, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения, равные 0,96 и 0,8, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей.

Исходя из вышесказанного, можно заключить, что номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17% выше, чем серийного.

Анализ зависимостей изменения механического КПД гидровращателей (рис. 4.16, б) при разгоне в системе насос-клапан-гидровращатель с задержкой подключения нагрузки показывает, что в период времени от 0,0 с до 0,2 с в модернизированном и от 0,0 с до 0,6 с в серийном гидровращателях, значения механического КПД резко возрастают до 0,86 у модернизированного и до 0,9 у серийного гидровращателей. После включения нагрузки, «валы» гидровращателей останавливаются и значения их механического КПД равны нулю. В период от 0,6 с до 1,1 с в серийном и от 0,2 с до 1,4 с в модернизированном гидровращателях происходит дозаполнение их рабочей жидкостью, а так же отвод жидкости через предохранительный клапан. Начиная с 1,1 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей значения их механического КПД резко возрастают и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходят на номинальные значения, равные 0,7 и 0,6, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, можно констатировать, что номинальное значение механического КПД модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем серийного, а амплитуда максимальных колебаний механического КПД у серийного гидровращателя на 11% больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 0,95 до 0,54 для модернизированного и от 0,85 до 0,39 для серийного гидровращателей.

Анализ исследований изменения общего КПД гидровращателей (рис. 4.16, в) при разгоне в системе насос-клапан-гидровращатель с задержкой подключения нагрузки показывает, что в период времени от 0,0 с и до 0,2 с

для модернизированного и от 0,0 с и до 0,6 с для серийного гидровращателей, значения общего КПД резко возрастают до 0,82 у модернизированного и до 0,75 у серийного гидровращателей. После включения нагрузки, «валы» гидровращателей останавливаются и значения их общего КПД равны нулю. В период от 0,6 с до 1,125 с в серийном и от 0,2 с и до 1,4 с в модернизированном гидровращателях происходит дозаполнение их рабочей жидкостью, а так же отвод жидкости через предохранительный клапан. Начиная с 1,125 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей их общий КПД резко возрастает, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения, равные 0,67 и 0,48, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение общего КПД модернизированного гидровращателя на 28% выше, чем серийного, а амплитуда максимальных колебаний общего КПД серийного гидровращателя на 18 % больше, чем модернизированного и находится в диапазоне от 0,82 до 0,53 для модернизированного и от 0,75 до 0,25 для серийного гидровращателей.

Исследованиями изменения мощностей гидровращателей (рис. 4.17) при разгоне в системе насос-клапан-гидровращатель с подключением к насосу «сухого» гидровращателя и с задержкой подключения нагрузки при разгоне (рис. 4.17, а) установлено, что «всплески» затраченных мощностей на протяжении 0,2 с, в момент пуска «сухих» гидровращателей, не превышают значений 10 кВт для модернизированного и 5 кВт для серийного гидровращателей. Далее на протяжении 0,7 с (время задержки включения нагрузки) значения затраченных мощностей равно нулю. В период с 0,9 с по 1,2 с происходит значительный «заброс» затраченных мощностей (момент подключения нагрузки) равный 47 кВт и 29,5 кВт, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей с последующим установлением значения давления равным 2 кВт для обоих гидровращателей на протяжении 0,3 с по 0,1 с, соответственно. В период с 1,2 с для серийного и с 1,4 с для модернизированного гидровращателей значения затраченных мощностей резко

возрастают до 20 κBm у модернизированного и 15 κBm у серийного гидровращателей, а затем постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями к 2 с выходят на номинальный режим 16 κBm и 10 κBm , соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение затраченной мощности у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний затраченной мощности у серийного гидровращателя на 33 % больше, чем у модернизированного, и находится в диапазоне от 20 κBm до 14 κBm для модернизированного и от 15 κBm до 6 κBm для серийного гидровращателей.

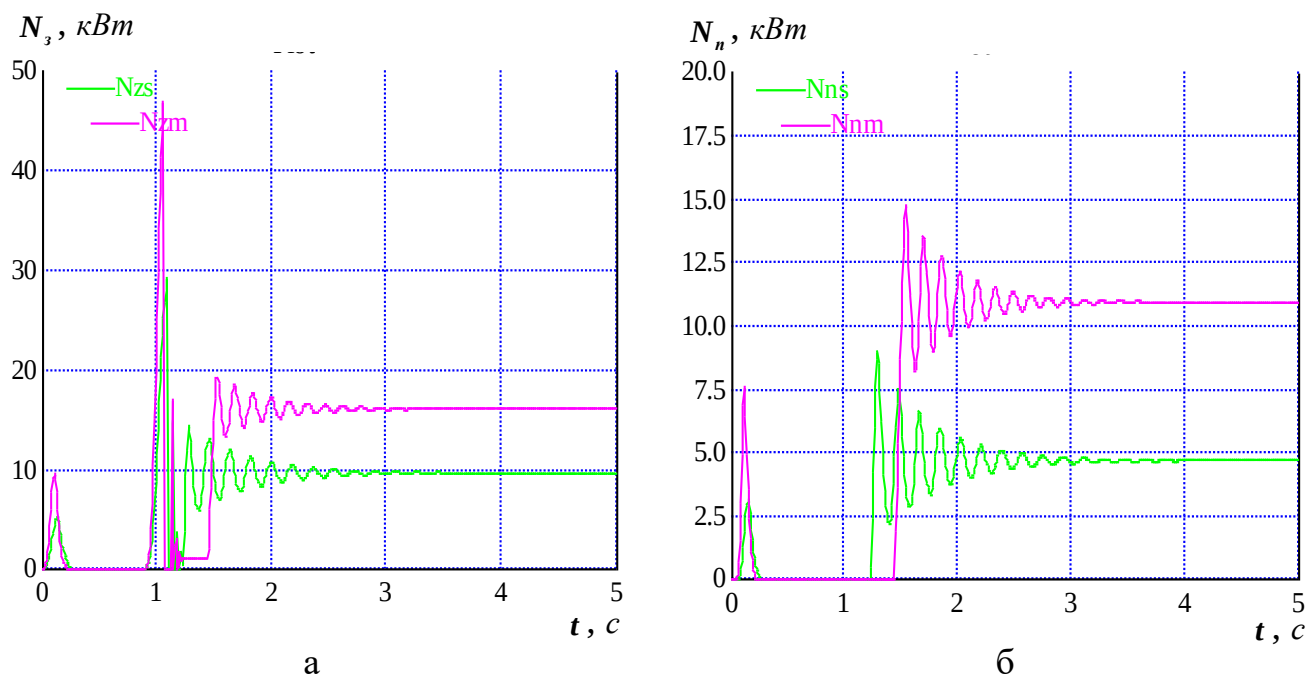


Рис. 4.17. Зависимости изменения мощностей гидровращателей при разгоне системы насос-клапан-гидровращатель с задержкой подключения нагрузки:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Анализ результатов моделирования изменения полезной мощности гидровращателей (рис. 4.17, б) показывает, что в момент пуска «сухих» гидровращателей с задержкой подключения момента сопротивления при разгоне, позволил установить, что «всплески» полезной мощностей, на протя-

жении 0,2 с, в момент пуска «сухих» гидровращателей, не превышают значений 7,5 кВт и 2,6 кВт, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Далее, на протяжении 1,0 с для серийного и 1,2 с для модернизированного гидровращателей (время задержки включения нагрузки) значения их полезных мощностей равны нулю, а «валы» гидровращателей неподвижны, так как происходит заполнение рабочих камер. Затем происходит разгон обоих гидровращателей с максимальным всплеском значения полезной мощностей равным 15,0 кВт для модернизированного и 8,7 кВт для серийного гидровращателей. В период с 1,2 с для серийного и 1,4 с для модернизированного, значения полезной мощности гидровращателей с затухающими колебаниями интенсивно уменьшаются и к 3 с выходят на номинальный режим 12 кВт и 4,9 кВт, соответственно, для модернизированного и серийного гидравлических вращателей. Таким образом, номинальное значение полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 59% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 20 % меньше, чем у модернизированного, и находится в диапазоне от 15,0 кВт до 7,3 кВт для модернизированного и от 8,7 кВт до 2,5 кВт для серийного гидровращателей.

4.3.2. Исследование динамики гидроагрегата с гидравлическим вращателем планетарного типа.

Для исследования динамики гидроагрегата с гидравлическим вращателем планетарного типа были обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения, позволяющие моделировать работу исследуемого гидроагрегата, с помощью пакета имитационного моделирования Vissim, как с серийным, так и с модернизированным гидравлическими вращателями.

Исследования динамики гидроагрегата проводились в два этапа. При этом угловая скорость насоса в начальный момент времени равна нулю и увеличивается по мере увеличения частоты вращения вала приводного двигателя, таким образом, чтобы подача насоса при пуске увеличивалась от ну-

левого до номинального значения. Насос выбирался нерегулируемый, шестеренного типа, с приведенным рабочим объемом, соответствующим расходам рабочей жидкости, как для серийного, так и для модернизированного гидровращателей.

Первый этап предусматривал моделирование работы исследуемого гидроагрегата с подключением к насосу гидровращателя, не заполненного рабочей жидкостью («сухого») во время пуска, но при этом с полной нагрузкой на его «валу». Нагрузка гидравлического вращателя имела среднестатистическое значение инерционного момента для соответствующих моментов сопротивления серийного и модернизированного гидровращателей.

Второй этап предусматривал моделирование работы изучаемого гидроагрегата с подключением к насосу гидровращателя не заполненного рабочей жидкостью («сухого») во время пуска, но при этом с полной упруго-инерционной нагрузкой на его «валу». Нагрузка гидравлического вращателя на данном этапе, имела максимальное значение инерционного момента для соответствующих моментов сопротивления серийного и модернизированного гидровращателей.

Разгон гидроагрегата с приводным двигателем.

Анализ результатов моделирования процессов изменения выходных характеристик (рис. 4.18) серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа, при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем, позволил установить, что давление рабочей жидкости в гидроагрегате (рис. 4.18, а) нарастает достаточно «медленно», в период $0 \dots 0,8$ с для модернизированного и $0 \dots 0,9$ с для серийного гидровращателей. В рассматриваемый период «всплески» давления не превышают значений 31 МПа для модернизированного и 30 МПа для серийного гидровращателей. Далее на протяжении $0,8$ с для модернизированного и $0,5$ с для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) давление рабочей жидкости устанавливается на значениях 27 МПа для обоих гидровращателей.

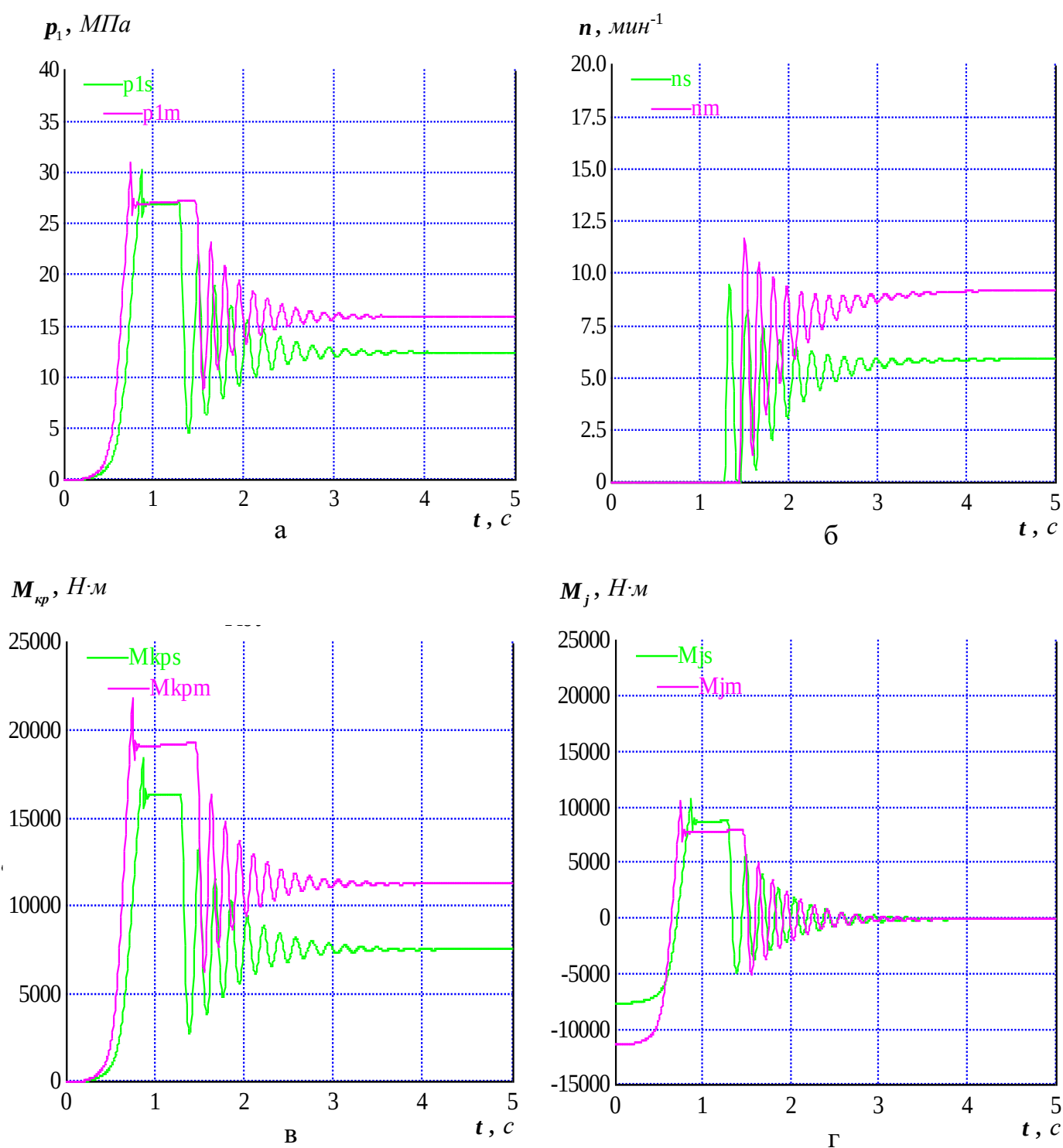


Рис. 4.18. Зависимости изменения давления, частоты вращения, инерционного и крутящего моментов гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем:

— серийный гидровращатель
— модернизированный гидровращатель

В период времени с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения давления рабочей жидкости постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями, значений давления рабочей жидкости для обоих гидровращателей выходят на номинальный режим 16 МПа и 12,5 МПа, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 23 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 8,8 МПа до 22 МПа для модернизированного и от 4,9 МПа до 22 МПа для серийного гидровращателей.

Исследованиями изменения частоты вращения «валов» гидровращателей (рис. 4.18, б), при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем установлено, что в период времени до 1,2 с для серийного и до 1,4 с для модернизированного гидровращателей их «валы» неподвижны. Далее после 1,2 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей происходит разгон обоих гидровращателей с максимальным всплеском значения частоты вращения равным $11,3 \text{ мин}^{-1}$ для модернизированного и $9,1 \text{ мин}^{-1}$ для серийного гидровращателей. В период с 1,2 с для серийного и 1,4 с для модернизированного, значения частоты вращения гидровращателей с затухающими колебаниями интенсивно уменьшаются и выходят на номинальный режим 9 мин^{-1} и 6 мин^{-1} , соответственно, для модернизированного и серийного гидравлических вращателей. Таким образом, номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний частоты вращения у серийного гидровращателя на 9 % меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от $11,3 \text{ мин}^{-1}$ до $1,3 \text{ мин}^{-1}$ для модернизированного и от $9,1 \text{ мин}^{-1}$ до $0,0 \text{ мин}^{-1}$ для серийного гидровращателей.

Анализ зависимостей изменения крутящих моментов (рис. 4.18, в) серийного и модернизированного гидровращателей показывает, что в момент

пуска гидровращателей, при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем, зависимости изменения крутящих моментов аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 4.18, а). Анализ (рис. 4.18, в), позволил установить, что значения крутящих моментов в период $0 \dots 0,8$ с для модернизированного и $0 \dots 0,9$ с для серийного гидровращателей нарастают достаточно «медленно». В рассматриваемый период «всплески» крутящих моментов не превышают значений $24000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $18000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Далее на протяжении $0,8$ с для модернизированного и $0,5$ для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) значения крутящих моментов устанавливаются на $19000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $16500 \text{ Н}\cdot\text{м}$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. В период с $1,3$ с для серийного и с $1,5$ с для модернизированного гидровращателей значения крутящих моментов постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями выходят на номинальный режим для обоих гидровращателей $12000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $7500 \text{ Н}\cdot\text{м}$, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний крутящего момента у серийного гидровращателя на 23 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от $6200 \text{ Н}\cdot\text{м}$ до $19000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного и от $2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ до $16500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного гидровращателей.

Анализ результатов изменения инерционных моментов (рис. 4.18, г) серийного и модернизированного гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем, позволил установить, что изменения инерционных моментов в гидроагрегате в период $0 \dots 0,8$ с для модернизированного и $0 \dots 0,9$ с для серийного гидровращателей нарастают достаточно «медленно». В рассматриваемый период «всплески» инерционных моментов не превышают значений $11000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, далее на протяжении $0,8$ с для модернизированного и $0,5$ с для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранитель-

ного клапана) изменения инерционных моментов устанавливаются на значениях $9000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного и $8000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного гидровращателей. В период с $1,3 \text{ с}$ для серийного и с $1,5 \text{ с}$ для модернизированного гидровращателей значения инерционных моментов постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями выходят на нулевое значение. Необходимо так же отметить, что амплитуда максимальных колебаний инерционных моментов у серийного и модернизированного гидровращателей практически одинаковые.

Исследованиями изменения расходов (рис. 4.19) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем установлено, что подача насосов (рис. 4.19, а) для обеспечения работы модернизированного и серийного гидровращателей в процессе разгона изменяется достаточно «плавно» и в период от $0,0 \text{ с}$ до $4,0 \text{ с}$ выходит на значения 63 л/мин для модернизированного и $49,5 \text{ л/мин}$ для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение подачи насоса для модернизированного гидровращателя на $21,5 \%$ выше, чем для серийного.

Анализ результатов моделирования процессов изменения расходов, подводимых к гидровращателям (рис. 4.19, б), в исследуемой системе показывает, что в период времени от $0,0 \text{ с}$ и до $0,8 \text{ с}$ для модернизированного и до $0,9 \text{ с}$ для серийного гидровращателей к ним подводится рабочая жидкость, подаваемая насосами, и максимальное значение ее расхода в этом промежутке времени равно $17,5 \text{ л/мин}$ и 15 л/мин , соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Далее происходит резкое падение расходов рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, вплоть до нулевого значения (срабатывание предохранительный клапан). В течение $0,7 \text{ с}$ для модернизированного и $0,4 \text{ с}$ для серийного гидровращателей количество рабочей жидкости, подводимое к гидровращателям, ограничивается предохранительным клапаном и составляет $3,5 \text{ л/мин}$. Начиная с $1,4 \text{ с}$ для серийного и $1,5 \text{ с}$ для модернизированного гидровращателей количество рабочей

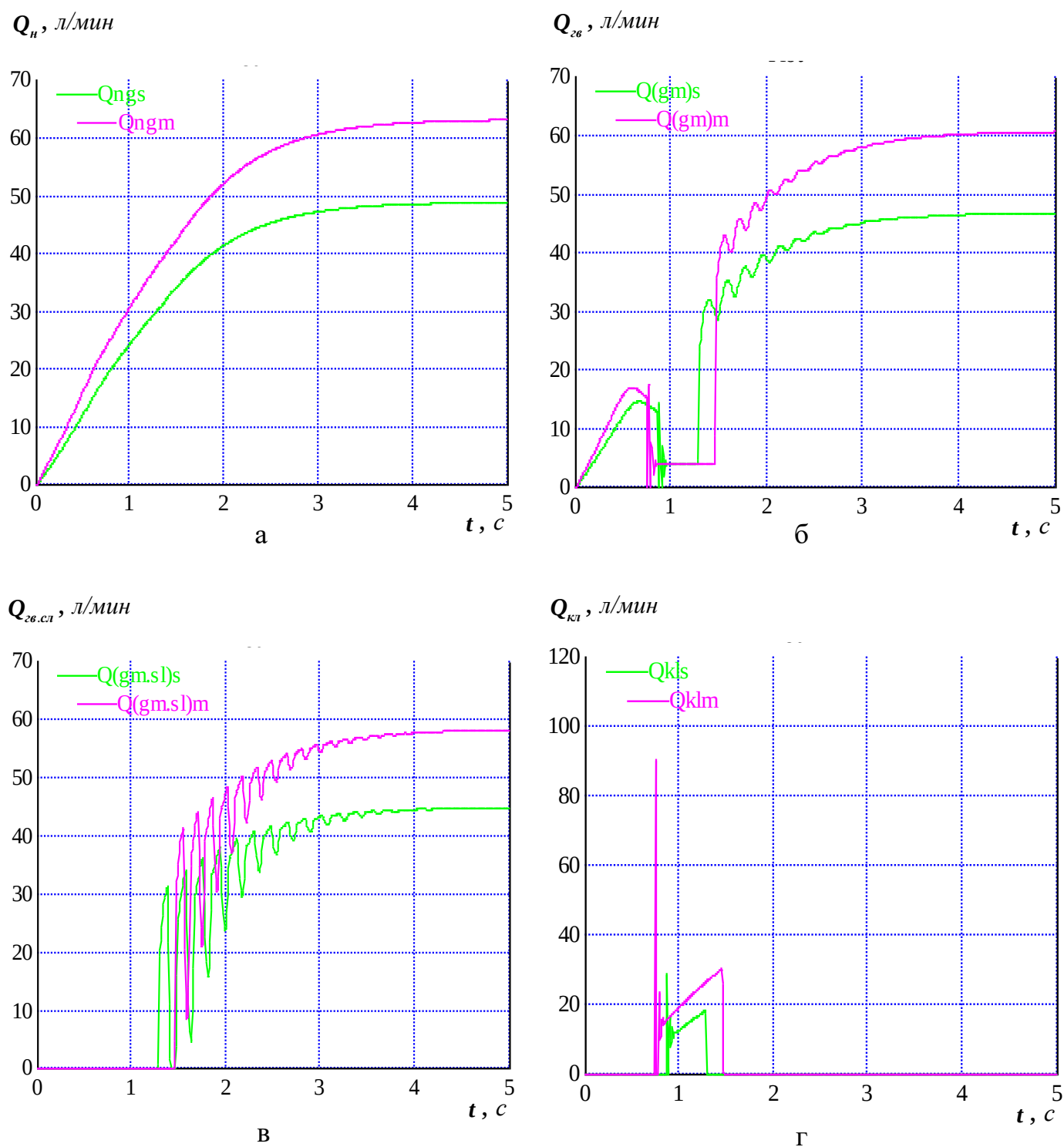


Рис. 4.19. Зависимости изменения расходов гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

жидкости, подводимой к ним, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения, равные 60,5 л/мин для модернизированного и 48 л/мин для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение расхода рабочей жидкости, подводимой к модернизированному гидровращателю на 21% выше, чем к серийному.

Зависимости изменения расходов рабочей жидкости, поступающей на слив из гидровращателей (рис. 4.19, в) в исследуемой системе при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем показывают, что в период времени от 0,0 с до 1,25 с для серийного и от 0,0 с до 1,4 с для модернизированного гидровращателей рабочая жидкость из гидровращателей на слив не поступает, что свидетельствует о том, что в рассматриваемый период времени происходит заполнение гидровращателей рабочей жидкостью, а так же отвод рабочей жидкости через предохранительный клапан. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей, количество рабочей жидкости, поступающей на слив, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения равные 59 л/мин для модернизированного и 45 л/мин для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение расхода рабочей жидкости, поступающей на слив из модернизированного гидровращателя на 24% выше, чем из серийного.

Результаты исследований изменения количества рабочей жидкости, проходящей через предохранительный клапан (рис. 4.19, г), в исследуемой системе при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем показывают, что в период времени от 0,0 с до 0,8 с для модернизированного и 0,0 с до 0,9 с для серийного, предохранительные клапаны закрыты, т.е. рабочая жидкость через них не проходит. При достижении времени разгона 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного, происходит резкое срабатывание предохранительного клапана с мгновенным всплеском расхода рабочей жидкости через клапан до 25 л/мин для серийного и 90 л/мин для модернизированного

гидровращателей с резким падением расхода до 15 л/мин у серийного и 17 л/мин у модернизированного. В течение 0,7 с для модернизированного и 0,4 с для серийного расход жидкости через предохранительный клапан линейно возрастает до значений 25 л/мин для модернизированного и 19 л/мин для серийного гидровращателей. При достижении времени разгона 1,25 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидровращателей происходит резкое отключение предохранительного клапана, т.е. расход через предохранительный клапан отсутствует, и весь поток рабочей жидкости направляется к гидровращателю.

Исследованиями изменения КПД гидровращателей (рис. 4.20) при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем установлено, что в период времени от 0,0 с до 1,25 с для модернизированного и от 0,0 с до 1,4 с для серийного гидровращателей, значения объемного КПД (рис. 4.20, а) равны нулю. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей их объемный КПД резко возрастает, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения равные 0,96 для модернизированного и 0,8 для серийного гидровращателей. Исходя из этого, номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17% выше, чем серийного.

Анализ зависимостей изменения механического КПД (рис. 4.20, б) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем показывает, что в период времени от 0,0 с и до 1,3 с для модернизированного и от 0,0 с до 1,06 с для серийного гидровращателей, значения механического КПД обоих гидровращателей равны нулю. Начиная с 1,06 с для серийного и 1,3 с для модернизированного гидровращателей значения их механических КПД резко возрастают, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходят на номинальные значения равные 0,7 для модернизированного и 0,6 для серийного гидровращателей. Таким образом, можно констатировать, что номинальное значение механического КПД модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем серийного.

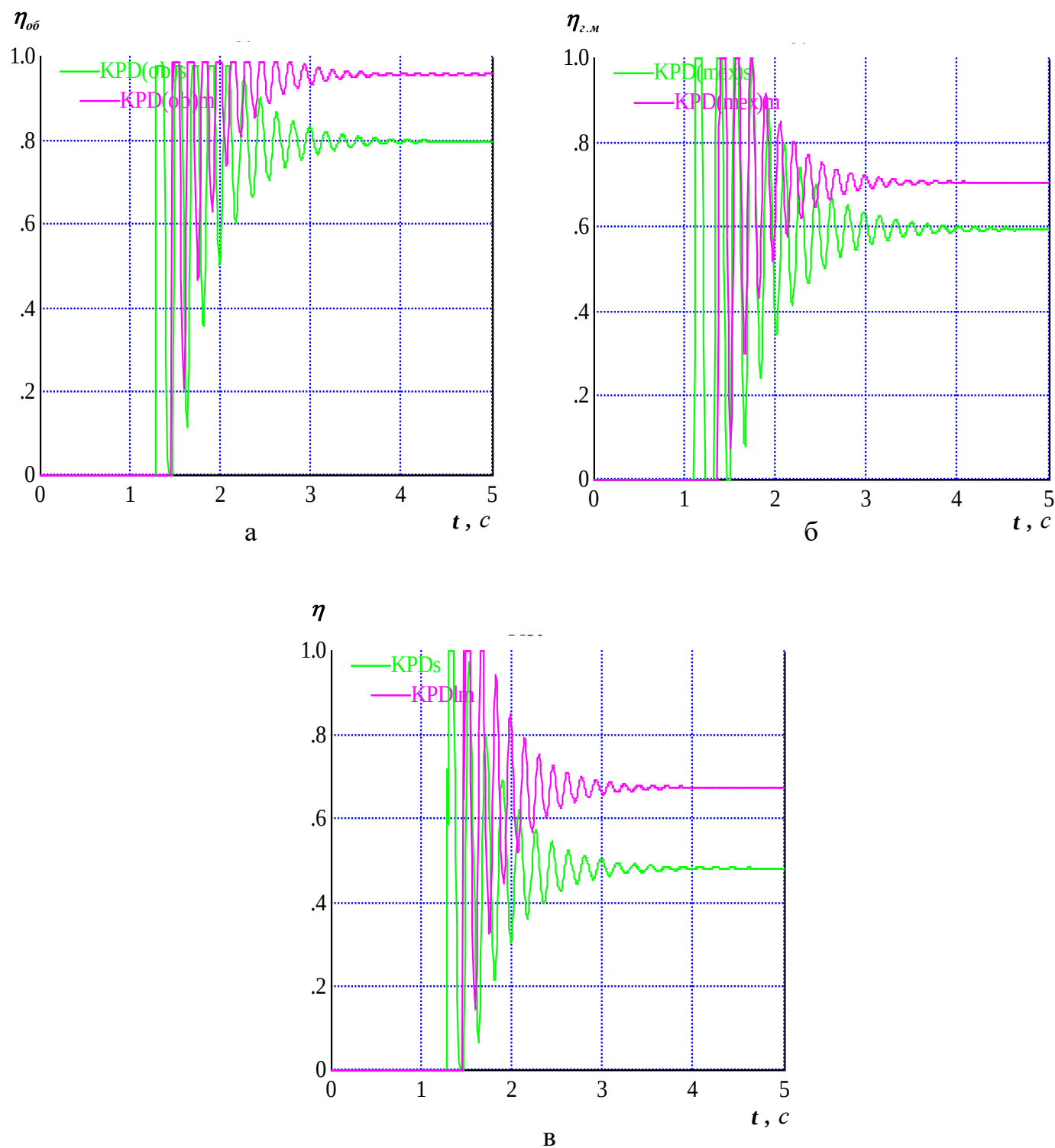


Рис. 4.20. Зависимости изменения КПД гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Зависимости изменения общего КПД (рис. 4.20, в) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем показывают, что в период времени от 0,0 с и до 1,4 с для модернизированного и от 0,0 с до 1,25 с для серийного гидровращателей, значения общего КПД обоих гидровращателей равны нулю. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей их общий КПД резко возрастает, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения равные 0,67 для модернизированного и 0,48 для серийного гидровращателей. Таким образом, можно констатировать, что номинальное значение общего КПД модернизированного гидровращателя на 29% выше, чем серийного.

Анализ исследований изменения мощностей гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем (рис. 4.21), позволил установить, что в период времени от 0,0 с до 0,8 с для модернизированного и от 0,0 с до 0,9 с для серийного гидровращателей, затраченные мощности плавно возрастают (рис. 4.21, а) до значений 8 кВт и 6,7 кВт, соответственно, для модернизированного и серийного гидровращателей. Далее на протяжении времени 0,7 с для модернизированного и 0,4 с для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) значения затраченных мощностей равно 2 кВт. В период с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения затраченных мощностей резко возрастают и с затухающими колебаниями выходят на номинальные значения равные 16 кВт для модернизированного и 10 кВт для серийного гидровращателей.

Таким образом, можно заключить, что номинальное значение затраченной мощности у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний значений затраченной мощности у серийного гидровращателя на 13 % больше, чем у модернизированного гидровращателей и находится в диапазоне от 15 кВт до 7 кВт для модернизированного и от 11 кВт до 4 кВт для серийного гидровращателей.

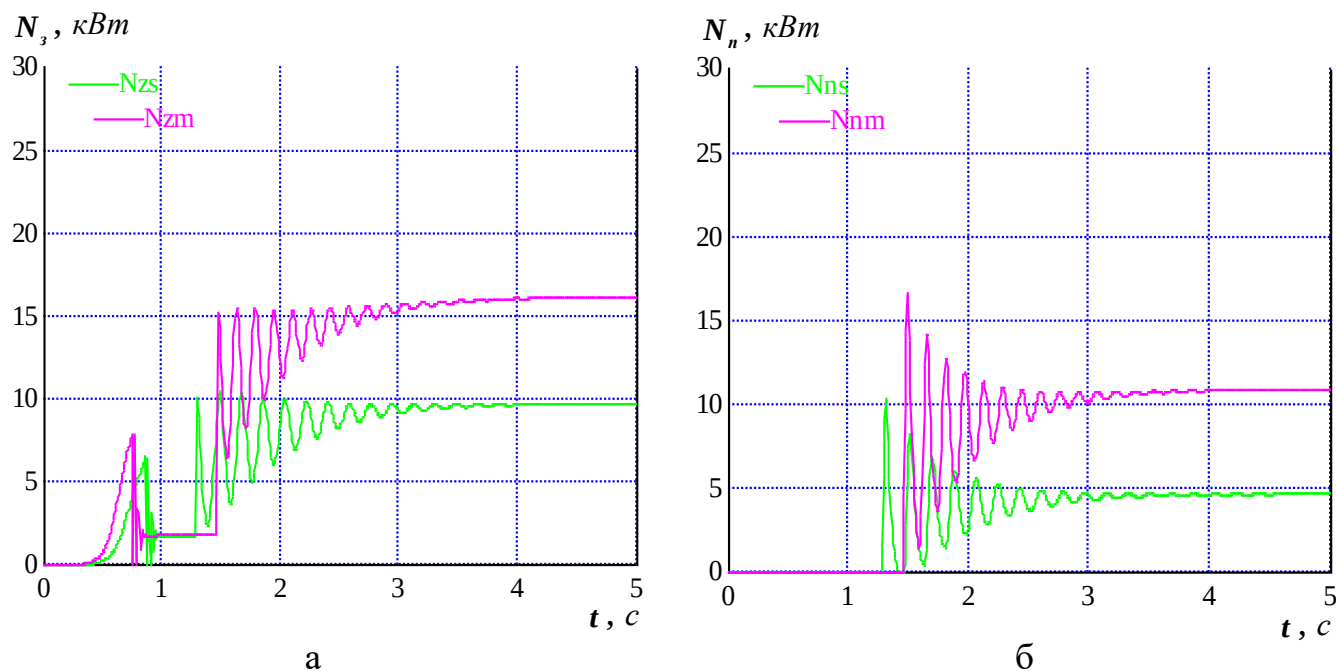


Рис. 4.21. Зависимости изменения мощностей гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Анализ зависимостей изменения полезной мощности гидровращателей (рис. 4.21, б) показывает, что при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем, на протяжении времени 1,5 с для модернизированного и 1,3 с для серийного гидровращателей значения их полезных мощностей равны нулю, а «валы» гидровращателей неподвижны (заполнение рабочих камер, срабатывание предохранительного клапана). В период с 1,3 с для серийного и 1,5 с для модернизированного, значения полезной мощности гидровращателей резко возрастают и с затухающими колебаниями уменьшаются и выходят на номинальные значения равные 11 кВт для модернизированного и 4,9 кВт для серийного гидравлических вращателей. Таким образом, номинальное значение полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 55% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний значений полезной мощности у серийного гидровращателя на 35 % меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 17,0 кВт до 0,1 кВт для модернизированного и от 10,2 кВт до 0,1 кВт для серийного гидровращателей.

Разгон гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой.

Результаты моделирования процессов изменения выходных характеристик (рис. 4.22) серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа, при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывают, что давление рабочей жидкости (рис. 4.22, а) в гидроагрегате, в период времени $0 \dots 0,8$ с для модернизированного и $0 \dots 0,9$ с для серийного гидровращателей, нарастает достаточно «медленно». В рассматриваемый период времени «всплески» давления не превышают значений 31 МПа для модернизированного и 30 МПа для серийного гидровращателей. Далее на протяжении $0,8$ с для модернизированного и $0,5$ с для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) давление рабочей жидкости устанавливается на значении 22 МПа для обоих гидровращателей. В период с $1,3$ с для серийного и с $1,5$ с для модернизированного гидровращателей значения давления рабочей жидкости постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями значений давления рабочей жидкости для обоих гидровращателей выходят на номинальный режим 16 МПа для модернизированного и $12,5$ МПа для серийного гидровращателей. Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний давления рабочей жидкости для гидроагрегата с «большой» инерционной нагрузкой в $3,5$ раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с «обычной» инерционной нагрузкой. Следовательно, можно заключить, что номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний значений давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 29% больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от $11,0$ МПа до 22 МПа для модернизированного и от $6,7$ МПа до 22 МПа для серийного гидровращателей.

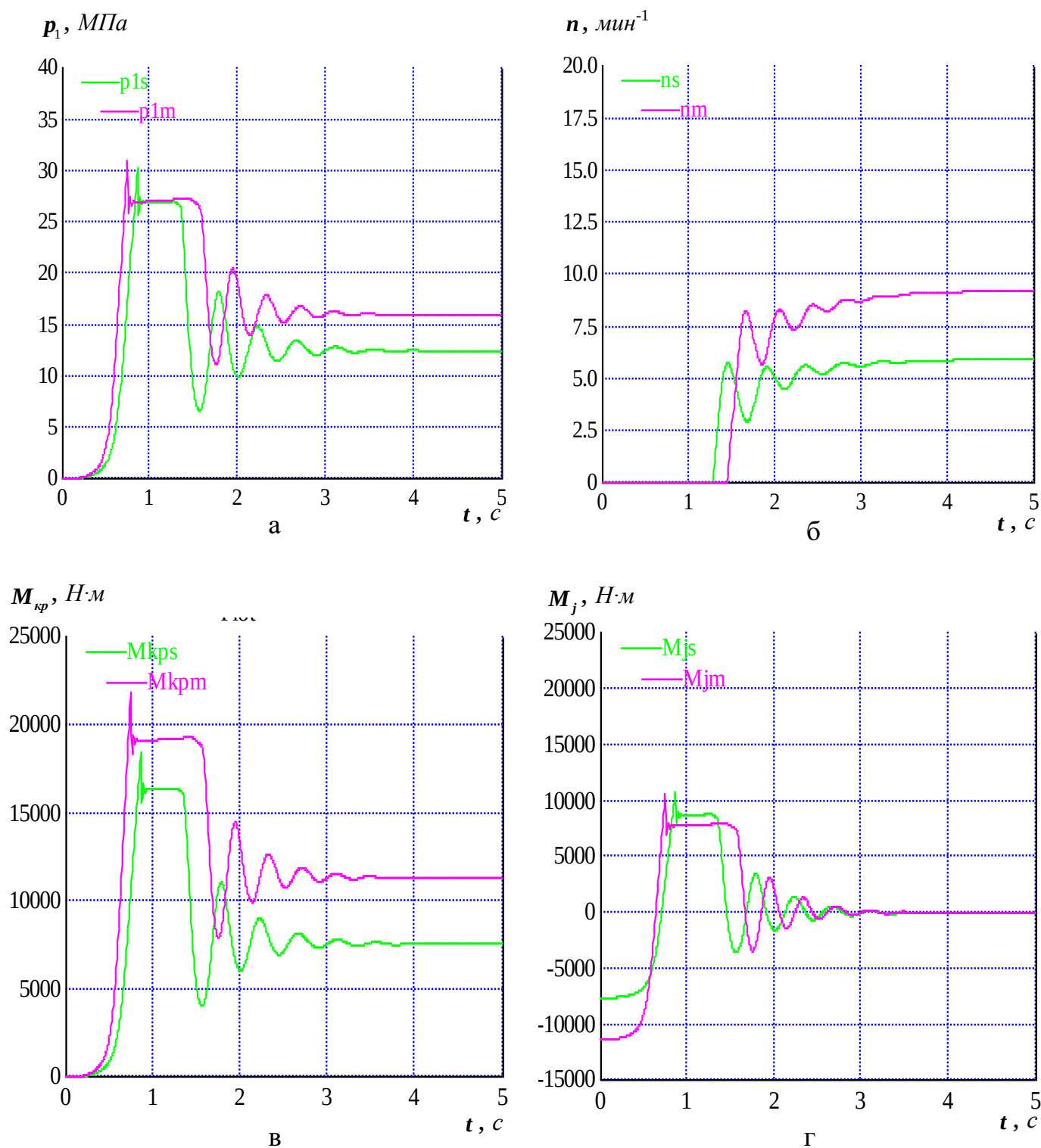


Рис. 4.22. Зависимости изменения давления, частоты вращения, инерционно-го и крутящего моментов гидровращателей, при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой:

— серийный гидровращатель
— модернизированный гидровращатель

Анализ исследований процесса изменения частоты вращения «валов» гидровращателей (рис. 4.22, б), при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0,0 с до 1,2 с для серийного и от 0,0 с до 1,4 с для модернизированного гидровращателей их «валы» неподвижны. Далее после 1,2 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей происходит разгон обоих гидровращателей и значения их частоты вращения с затухающими колебаниями выходят на номинальный режим 9 мин^{-1} и 6 мин^{-1} для модернизированного и серийного гидравлических вращателей, соответственно. Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний частоты вращения для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 3,3 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Таким образом, номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний значений частоты вращения у серийного гидровращателя на 8 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от $7,6 \text{ мин}^{-1}$ до $5,2 \text{ мин}^{-1}$ для модернизированного и от $5,2 \text{ мин}^{-1}$ до $2,6 \text{ мин}^{-1}$ для серийного гидровращателей.

Зависимости изменения крутящих моментов (рис. 4.22, в) серийного и модернизированного гидровращателей показывают, что в момент пуска гидровращателей, при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой, позволил установить, что зависимости изменения крутящих моментов аналогичны зависимостям изменения давления рабочей жидкости (рис. 4.22, а) и в период времени 0...0,8 с для модернизированного и 0...0,9 с для серийного гидровращателей нарастает достаточно «медленно». В рассматриваемый период времени «всплески» крутящих моментов не превышают значений $24000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для модернизированного и $18000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ для серийного гидровращателей. Далее на протяжении 0,8 с для модернизированного и 0,5 для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) значения крутящих моментов устанавливаются и равны

19000 $H \cdot m$ для модернизированного и 16500 $H \cdot m$ для серийного гидровращателей. В период с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения крутящих моментов постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями выходят на номинальный режим для обоих гидровращателей 12000 $H \cdot m$ и 7500 $H \cdot m$ для модернизированного и серийного гидровращателей, соответственно. Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний крутящих моментов для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 1500 $кг \cdot m^2$ в 3,5 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до 250 $кг \cdot m^2$. Следовательно, номинальное значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а амплитуда максимальных колебаний крутящих моментов у серийного гидровращателя на 10 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 7700 $H \cdot m$ до 19000 $H \cdot m$ для модернизированного и от 4000 $H \cdot m$ до 16500 $H \cdot m$ для серийного гидровращателей.

Исследованиями изменения инерционных моментов (рис. 4.22, г) серийного и модернизированного гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой установлено, что изменения инерционных моментов в гидроагрегате в период времени 0...0,8с для модернизированного и 0...0,9 с для серийного гидровращателей нарастают достаточно «медленно». В рассматриваемый период времени «всплески» инерционных моментов не превышают значений 11000 $H \cdot m$, далее на протяжении 0,8 с для модернизированного и 0,5 для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) изменения инерционных моментов устанавливаются на значениях 9000 $H \cdot m$ для серийного и 8000 $H \cdot m$ для модернизированного гидровращателей. В период с 1,3 с для серийного и с 1,5 с для модернизированного гидровращателей значения инерционных моментов постепенно уменьшаются и с затухающими колебаниями выходят на нулевое значение. Необходимо так же отметить, что амплитуда максимальных колебаний инерционных моментов у серийного и модернизированного гидровращателей практически одинаковые, а частота затухающих

колебаний инерционных моментов для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ в 3,5 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Анализ зависимостей изменения расходов гидровращателей (рис. 4.23) при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что подача насосов (рис. 4.23, а) для обеспечения работы модернизированного и серийного гидровращателей увеличивается достаточно «плавно» и в период времени от 0,0 с до 4,0 с выходит на значения 63 л/мин для модернизированного и 49,5 л/мин для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение подачи насоса для модернизированного гидровращателя на 21,5 % выше, чем для серийного.

В результате моделирования процессов изменения расходов, подводимых к гидровращателям (рис. 4.23, б) установлено, что в период времени от 0,0 с до 0,8 с для модернизированного и от 0,0 с до 0,9 с для серийного гидровращателей подводится рабочая жидкость, подаваемая насосами, и максимальные значения расходов в этом промежутке времени равны 17,5 л/мин для модернизированного и 15 л/мин для серийного гидровращателей. Далее происходит резкое падение расходов рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям, вплоть до нулевого значения (срабатывание предохранительного клапана). В течение 0,7 с для модернизированного и 0,4 с для серийного гидровращателей количество рабочей жидкости, подводимое к гидровращателям, ограничивается предохранительным клапаном и составляет 3,5 л/мин. Начиная с 1,4 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидровращателей количество рабочей жидкости, подводимой к ним, резко возрастает и с затухающими гармоническими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения расходов равные 60,5 л/мин для модернизированного и 48 л/мин для серийного гидровращателей. Исходя из этого, можно сделать вывод, что номинальное значение расхода рабочей жидкости, подводимой к модернизи-

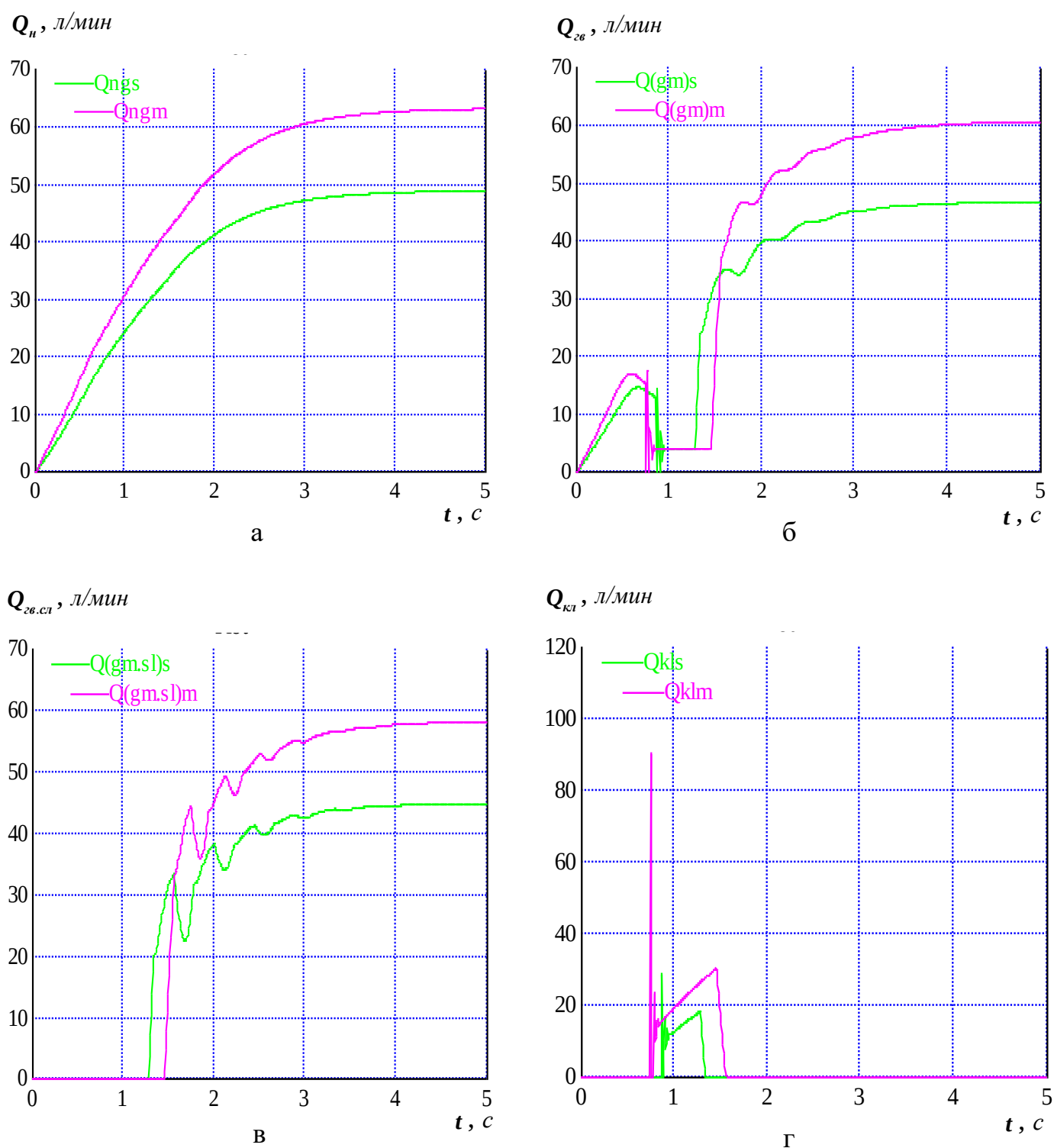


Рис. 4.23. Зависимости изменения расходов гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и инерционной нагрузкой:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

рованному гидровращателю на 21% выше, чем к серийному, а частота затухающих колебаний количества рабочей жидкости, подводимой к гидровращателям для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 4,5 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Анализ результатов исследований процессов изменения расходов жидкости, поступающей на слив (рис. 4.23, в) при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0,0 с до 1,25 с для серийного и от 0,0 с до 1,4 с для модернизированного гидровращателей, рабочая жидкость на слив не поступает, что свидетельствует о том, что в рассматриваемый период времени происходит заполнение рабочих камер гидровращателей рабочей жидкостью, а так же отвод жидкости через предохранительный клапан. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей количество рабочей жидкости, поступающей на слив, резко возрастает, и с затухающими гармоническими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения равные 59 л/мин для модернизированного и 45 л/мин для серийного гидровращателей. Следовательно, номинальное значение количества рабочей жидкости поступающей на слив из модернизированного гидровращателя на 24% выше, чем из серийного, а частота затухающих колебаний расходов жидкости поступающей на слив для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 4,2 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Анализ зависимостей изменения расходов жидкости, проходящей через предохранительный клапан (рис. 4.23, г), при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0,0 с до 0,8 с для модернизированного и от 0,0 с до 0,9 с для серийного, предохранительные клапаны закрыты, т.е. рабочая жидкость через них не проходит. Далее с 0,9 с для серийного и 0,8 с для модернизированного гидровращателей, происходит резкое срабатывание предохранитель-

ных клапанов с мгновенным всплеском расхода рабочей жидкости через них до 25 л/мин для серийного и 90 л/мин для модернизированного гидровращателей с последующим резким падением расхода до 15 л/мин для серийного и 17 л/мин для модернизированного гидровращателей. В течение 0,7 с для модернизированного и 0,4 с для серийного гидровращателей расход жидкости через предохранительные клапана линейно возрастает до значений 25 л/мин для модернизированного и 19 л/мин для серийного гидровращателей. При достижении времени разгона 1,25 с для серийного и 1,5 с для модернизированного гидровращателей, происходит резкое отключение предохранительных клапанов, т.е. расход через предохранительные клапаны отсутствует, и весь поток рабочей жидкости направляется к гидровращателям. Необходимо отметить, что значения инерционной нагрузки гидроагрегата не изменяет характер и значения параметров работы предохранительного клапана.

Исследованиями изменения КПД (рис. 4.24) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой установлено, что в период времени от 0,0 с до 1,25 с для модернизированного и от 0,0 с до 1,4 с для серийного гидровращателей, значения объемного КПД (рис. 4.24, а) равны нулю. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей их объемный КПД резко возрастает, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходит на номинальные значения равные 0,96 для модернизированного и 0,8 для серийного гидровращателей. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17% выше, чем серийного, а частота затухающих колебаний объемного КПД для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 5,2 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Анализ зависимостей изменения механического КПД (рис. 4.24, б) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0,0 с до 1,3 с для модернизированного и от 0,0 с до 1,06 с для серийного гидровращателей,

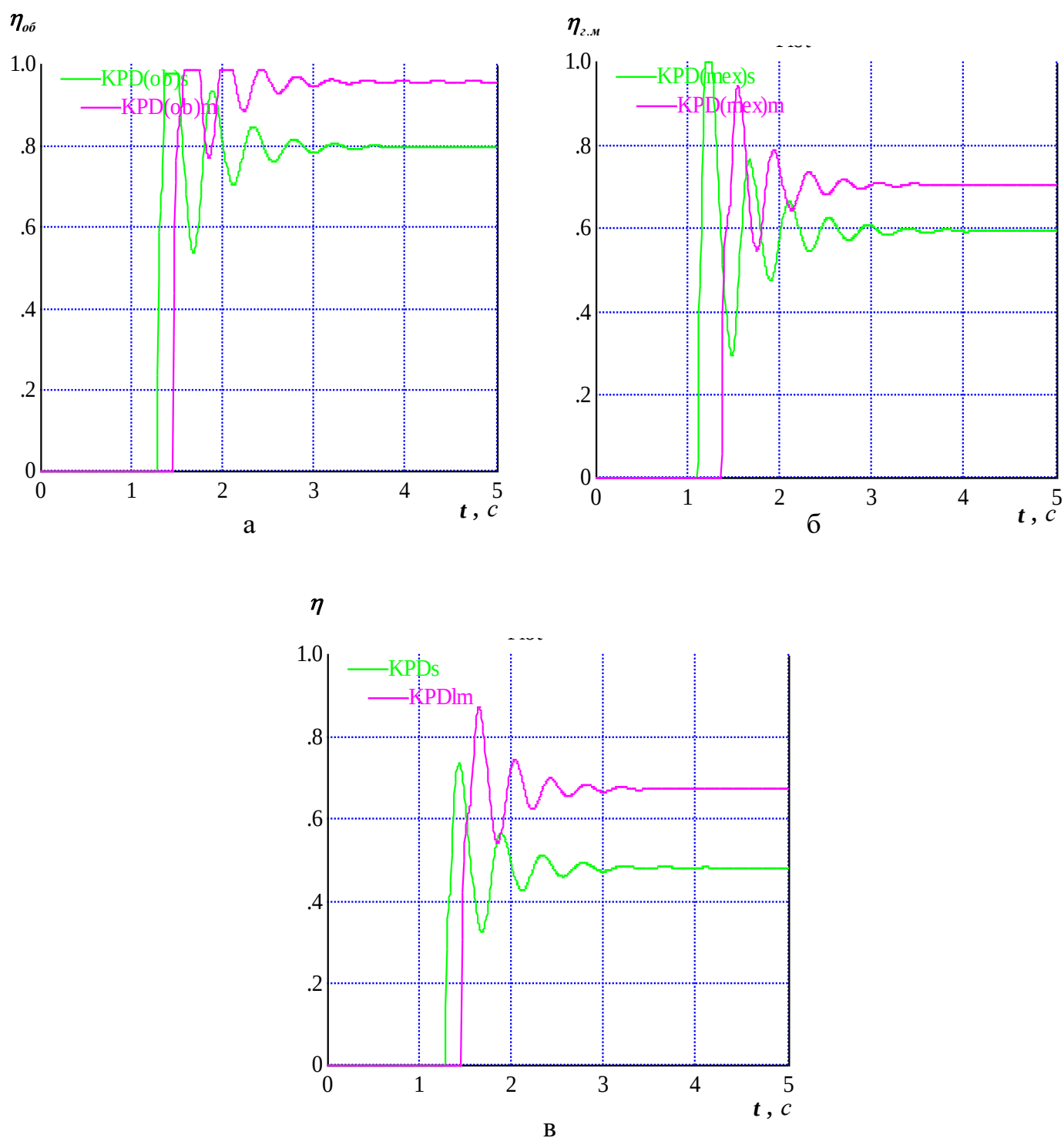


Рис. 4.24. Зависимости изменения КПД гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и инерционной нагрузкой:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

значения механического КПД обоих гидровращателей равны нулю. Начиная с 1,06 с для серийного и 1,3 с для модернизированного гидровращателей значения их механического КПД резко возрастают, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходят на номинальные значения равные 0,7 для модернизированного и 0,6 для серийного гидровращателей. Следовательно, номинальное значение механического КПД модернизированного гидровращателя на 14% выше, чем серийного, а частота затухающих колебаний механического КПД для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 5,2 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Анализ результатов моделирования процессов изменения общего КПД (рис. 4.24, в) гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и инерционной нагрузкой показывает, что в период времени от 0,0 с и до 1,4 с для модернизированного и от 0,0 с до 1,25 с для серийного гидровращателей значения общего КПД обоих гидровращателей равны нулю. Начиная с 1,25 с для серийного и 1,4 с для модернизированного гидровращателей значения их общего КПД резко возрастают, и с затухающими колебаниями к 4,0 с выходят на номинальные значения равные 0,67 для модернизированного и 0,48 для серийного гидровращателей. Таким образом, номинальное значение общего КПД модернизированного гидровращателя на 29% выше, чем серийного, а частота затухающих колебаний общего КПД для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 5,1 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Исследованиями изменения мощностей гидровращателей (рис. 4.25) при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и инерционной нагрузкой установлено, что в период времени от 0,0 с до 0,8 с для модернизированного и от 0,0 с до 0,9 с для серийного гидровращателей затраченные мощности плавно возрастают (рис. 4.25, а) до значений 8 кВт для модернизированного и 6,7 кВт для серийного гидровращателей. Далее на протяжении времени 0,7 с для модернизированного и 0,4 с для серийного гидровращателей (время срабатывания предохранительного клапана) значения затрачен-

ных мощностей равны 2 кВт для обоих гидровращателей. В период с $1,3 \text{ с}$ для серийного и с $1,5 \text{ с}$ для модернизированного гидровращателей значения затраченных мощностей резко возрастают и с затухающими колебаниями выходят на номинальные значения равные 16 кВт для модернизированного и 10 кВт для серийного гидровращателей. Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний затраченной мощности для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ в 5,1 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Таким образом, можно заключить, что номинальное значение затраченной мощности модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем серийного, а амплитуда максимальных колебаний затраченных мощностей у серийного гидровращателя на 14 % больше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от 15 кВт до $8,7 \text{ кВт}$ для модернизированного и от 11 кВт до $3,7 \text{ кВт}$ для серийного гидровращателей.

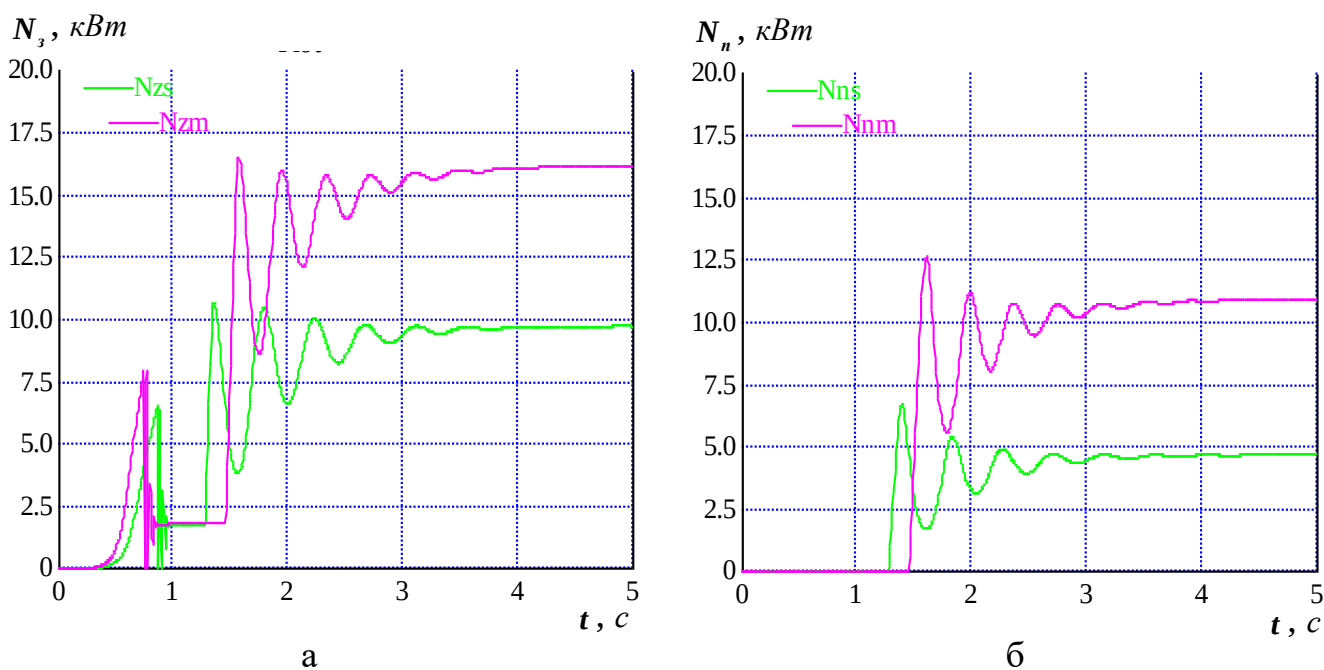


Рис. 4.25. Зависимости изменения мощностей гидровращателей при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и инерционной нагрузкой:

- серийный гидровращатель
- модернизированный гидровращатель

Анализ результатов моделирования процесса изменения полезной

мощности гидровращателей (рис. 4.25, б) показывает, что при разгоне гидроагрегата с приводным двигателем и инерционной нагрузкой, на протяжении времени $0 \dots 1,5 \text{ с}$ для модернизированного и $0 \dots 1,3 \text{ с}$ для серийного гидровращателей значения их полезных мощностей равны нулю, так как «валы» гидровращателей неподвижны (заполнение рабочих камер и срабатывание предохранительного клапана). В период с $1,3 \text{ с}$ для серийного и $1,5 \text{ с}$ для модернизированного гидровращателей, значения полезной мощности резко возрастают и с затухающими колебаниями уменьшаются и выходят на номинальные значения равные 11 кВт для модернизированного и $4,9 \text{ кВт}$ для серийного гидровращателей. Необходимо отметить, что частота затухающих колебаний полезной мощности для гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $1500 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ в 5,1 раза меньше, чем для такого же гидроагрегата с инерционной нагрузкой до $250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Таким образом, номинальное значение полезной мощности модернизированного гидровращателя на 55% выше, чем серийного, а амплитуда максимальных колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 17 % меньше, чем у модернизированного и находится в диапазоне от $11,5 \text{ кВт}$ до $5,5 \text{ кВт}$ для модернизированного и от $6,5 \text{ кВт}$ до $1,5 \text{ кВт}$ для серийного гидровращателей.

Путем сравнения полученных выходных характеристик гидровращателя планетарного типа по разработанным математическим моделям с результатами экспериментальных исследований получена их адекватность (Приложение А) по методикам, приведенным в работах [107,169,184,222].

4.4. Выводы

Исследования динамики изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата позволили сделать следующие выводы:

- моделирование переходных процессов, происходящих в гидроагре-

гате с гидровращателем планетарного типа, выполнялось как для серийного, так и для модернизированного гидровращателей с рабочим объемом $V_{28} = 6300 \text{ см}^3$, были обоснованы и приняты необходимые начальные условия, ограничения и допущения, позволяющие моделировать работу исследуемого гидроагрегата с помощью пакета имитационного моделирования Vissim;

- исследования проводились для системы насос-клапан-гидровращатель, включающей нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и гидровращатель планетарного типа, а так же для гидроагрегата, включающего в себя насосную станцию с разомкнутой циркуляцией потока и приводным двигателем, предохранительный клапан непрямого действия и гидровращатель планетарного типа с упруго-инерционной нагрузкой;

- номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, при этом колебания давления рабочей жидкости у серийного гидровращателя на 29 % больше, чем у модернизированного;

- значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний крутящего момента у серийного гидровращателя на 10 % больше, чем у модернизированного;

- номинальное значение количества рабочей жидкости, подводимой к модернизированному гидровращателю и поступающей на слив из него, на 21% выше, чем у серийного;

- номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, при этом колебания частоты вращения у серийного гидровращателя на 8 % больше, чем у модернизированного;

- номинальное значение затраченной мощности у модернизированного

гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний затраченной мощности у серийного гидровращателя на 14 % больше, чем у модернизированного;

- номинальное значение полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 55% выше, чем у серийного, при этом амплитуда максимальных колебаний полезной мощности у серийного гидровращателя на 17% меньше, чем у модернизированного;

- номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17% выше, чем у серийного, механического КПД – на 14% и общего КПД – на 29% выше.

РАЗДЕЛ 5

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

5.1. Постановка задачи

При выполнении теоретических исследований влияния геометрических параметров элементов вытеснительной системы, а так же изменения проточных частей распределительной системы гидравлического вращателя планетарного типа было принято ряд допущений и ограничений, поэтому с целью проверки адекватности полученных уравнений, описывающих взаимосвязь геометрических параметров планетарного гидравлического вращателя и его выходных характеристик, на четвертом этапе комплексных исследований были проведены экспериментальные исследования серийного и модернизированного гидровращателей.

При выполнении экспериментальных исследований решались следующие задачи:

- разработка стенда для экспериментальных исследований унифицированного ряда высокомоментных (до $20000 \text{ Н}\cdot\text{м}$) гидравлических вращателей с рабочим объемом $4000 \dots 8000 \text{ см}^3$, на основании проведенных теоретических исследований;
- проведение полнофакторного эксперимента с целью получения уравнений регрессии, описывающих изменения выходных характеристик серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа в заданном диапазоне изменения функциональных параметров;
- проведение полнофакторного эксперимента с целью получения уравнений регрессии, описывающих влияние конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их выходных характеристик;
- проведение сравнительных экспериментальных исследований с це-

лью определения количественного улучшения выходных характеристик модернизированного гидровращателя по отношению к серийному.

5.2. Разработка стенда для испытаний унифицированного ряда гидравлических вращателей планетарного типа

Для проведения экспериментальных исследований с учетом методик [170] нами был разработан стенд (рис. 5.1) для испытаний унифицированного ряда высокомоментных гидравлических вращателей планетарного типа с рабочим объемом 2500...8000 $см^3$.

Стенд предназначен для обкатки и экспериментальных исследований гидравлических вращателей планетарного типа и работает на чистом минеральном масле марки М-8Г2 с коэффициентом кинематической вязкости от $20 \cdot 10^{-5}$ до $100 \cdot 10^{-5}$ $м^2/с$ при температуре от $288^\circ K$ ($+15^\circ C$) до $343^\circ K$ ($+70^\circ C$) с обеспечением номинальной тонкости фильтрации до 30 $мкм$.

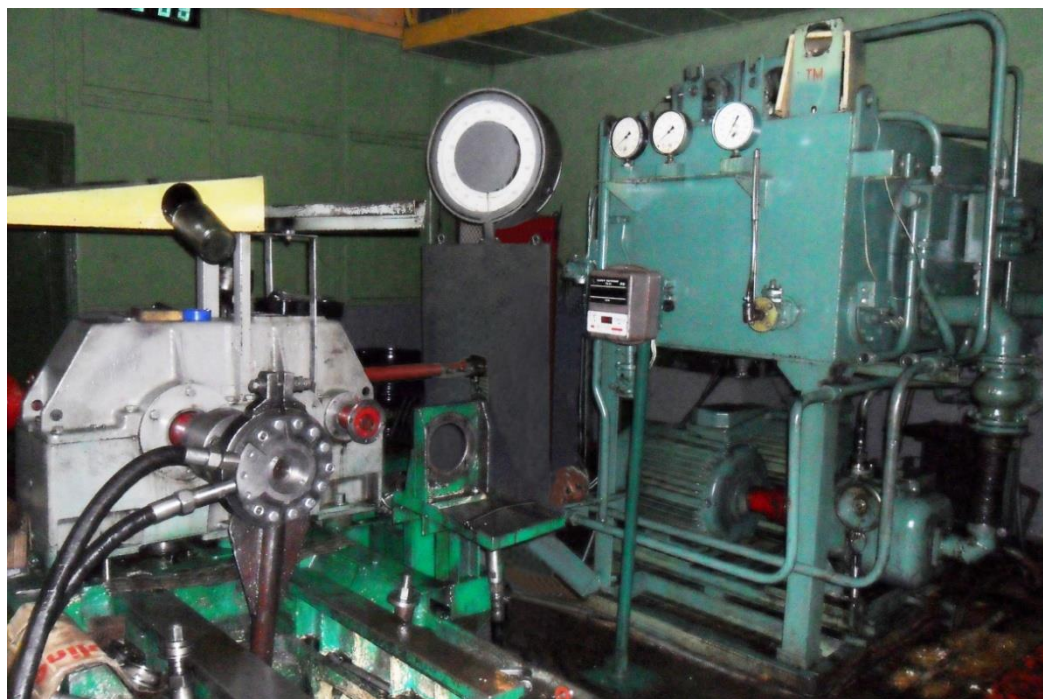


Рис. 5.1. Стенд для испытания гидравлических вращателей планетарного типа

Стенд позволяет производить экспериментальные исследования и обкатку как модернизированных, так и серийных гидравлических вращателей планетарного типа.

Устройство стенда и его основных частей. Разработанный стенд (рис. 5.1) состоит из следующих основных узлов: насосной станции, нагрузочного устройства, балансирного устройства для измерения крутящего момента планетарных гидровращателей, узла измерения расхода и изменения направления потока рабочей жидкости, узла крепления испытуемых гидровращателей планетарного типа и пульта управления.

Насосная станция (рис. 5.2) состоит из основания (рамы), на котором размещен гидробак (рис. 5.3) для рабочей жидкости, общей емкостью 1900 литров.

На боковой стенке гидробака (рис. 5.3) расположен фильтр тонкой очистки типа Ф-7МФ, для очистки масла на выходе из гидромотора и фильтр – для очистки масла при перекачке его из емкости для утечек (установленной под узлом крепления испытуемых гидровращателей) в бак. Дополнительно на гидробаке размещены, предохранительные клапана типа ПГ 54-35.

На передней стенке расположена контрольно-измерительная аппаратура для измерения температуры рабочей жидкости перепада давления в нагнетательной и сливной магистралях – два манометр типа МТП-160 и запорные вентили (д.у. 30). На задней стенке гидробака расположен насос подпитки пластинчатого типа модели К-702 с приводным электродвигателем мощностью 2 кВт.

Во внутренней части гидробака размещено оборудование для конденсирования рабочей жидкости – два теплообменника (змеевики для подключения охлаждающей проточной жидкости).

Рама основания насосной станции (рис. 5.2), представляет собой сварную конструкцию, внутри которой смонтирован насосный узел (рис. 5.4), состоящие из электродвигателя и насоса. Аксиально-поршневой регулируемый насос серии НАД 90/320 приводится во вращение трехфазным электродвигателем мощностью 45 кВт.



Рис. 5.2. Насосная станция

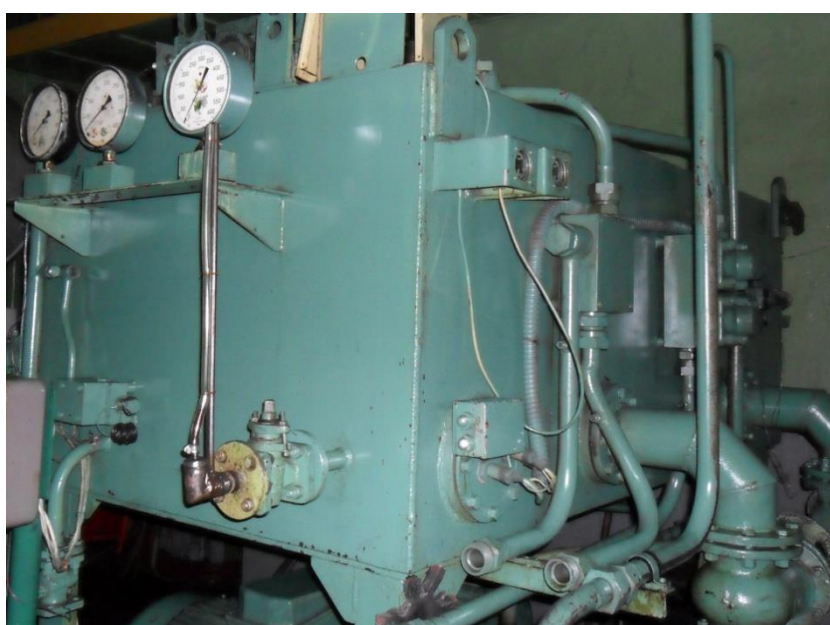


Рис.5.3. Гидробак с насосом подпитки

Нагрузочное устройство тормозного типа (рис. 5.5) предназначено для нагружения испытуемых гидравлических вращателей планетарного типа с рабочим объемом 2500...8000 $см^3$ и состоит из рамы, на которой размещен порошковый тормоз типа ПТ-250, датчик импульсов и диском и тахометр типа ТЕМП-4. С целью получения необходимого тормозного момента (более 15000 $Hм$) на раме нагрузочного устройства предусмотрено место для установки еще одного порошкового тормоза ПТ-250.



Рис. 5.4. Насосный узел

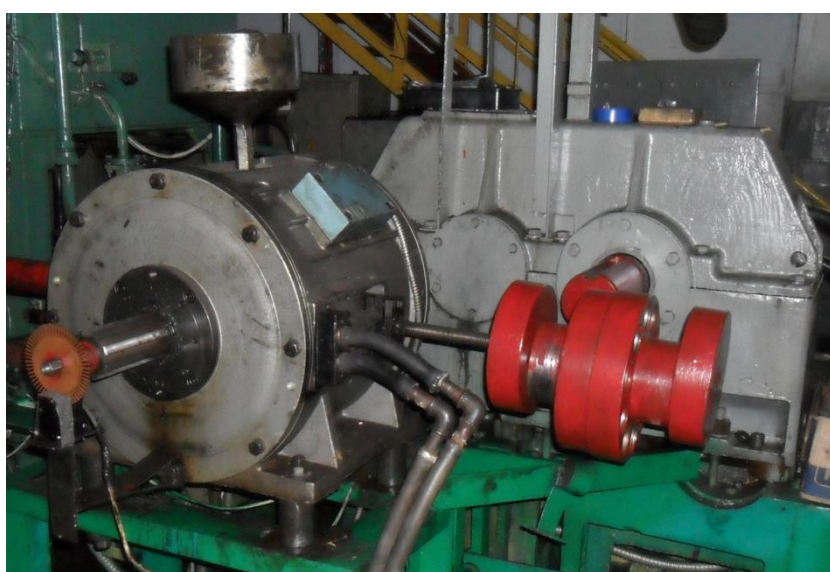


Рис. 5.5. Нагрузочное устройство тормозного типа с датчиком импульсов

Устройство для измерения крутящего момента (балансирное) предназначено для измерения высоких крутящих моментов (в диапазоне 600...25000 Н·м) планетарных гидровращателей (рис. 5.6). Устройство для измерения крутящих моментов состоит из балансирной машины с весовым механизмом и рычажной системы связывающей ее с порошковым тормозом нагрузочного устройства.

Изменение крутящего момента гидровращателя связано с изменением угла положения корпуса порошкового тормоза, которое с помощью рычажной системы передается к весовому механизму балансирной машины и далее фиксируется стрелочным индикатором.

Узел измерения расхода и изменения направления потока рабочей жидкости (рис. 5.7) предназначен для измерения количества рабочей жидкости выходящей из испытуемого гидравлического вращателя и реверсирования направления вращения «вала» гидровращателя. Он состоит из рамы, на которой размещены распределитель с электроуправлением (схема исполнения 574Е) и аксиально-поршневой гидромотор МП-90 с датчиком импульсов.

Рабочая жидкость, выходящая из испытуемого гидравлического вращателя проходит через аксиально-поршневой гидромотор, который без нагрузки имеет очень высокий объемный КПД, на валу которого установлено импульсное устройство подающее сигналы к счетчику жидкости.

Узел крепления гидровращателей планетарного типа (рис. 5.8) представляет собой основание, выполненное в виде станины, на которой закреплены мультипликатор и устройство, компенсирующее планетарное движение корпуса гидровращателя.

Испытуемый гидравлический вращатель устанавливается на вал мультипликатора (редуктора включенного по схеме мультипликатора) и закрепляется в компенсирующем устройстве. Рабочая жидкость подается к гидровращателю с помощью гибких трубопроводов. Выходной вал мультипликатора через соединительную муфту соединен с порошковым тормозом нагрузочного устройства.

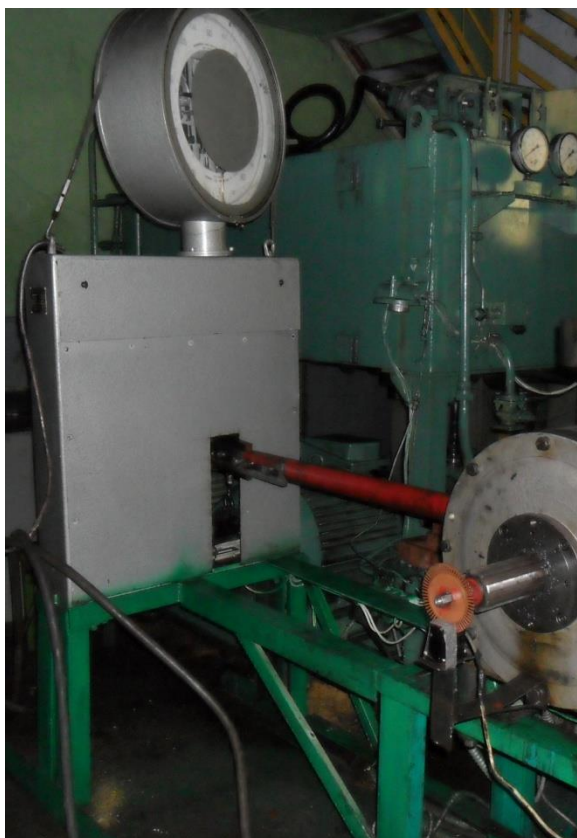


Рис. 5.6. Балансирное устройство для измерения крутящего момента планетарных гидровращателей



Рис. 5.7. Узел измерения расхода и направления потока рабочей жидкости

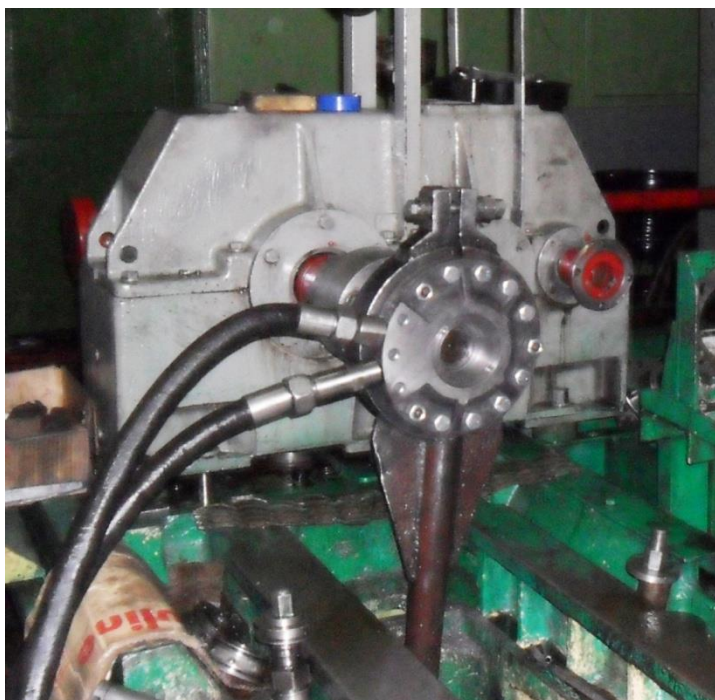


Рис. 5.8. Узел крепления испытуемых гидровращателей планетарного типа

Пульт управления (рис. 5.9) предназначен для соответствующего управления электрическими элементами стенда: приводным электродвигателем насоса, распределителем потока рабочей жидкости, порошковым тормозом, контрольно-измерительной аппаратурой и т.д.



Рис. 5.9. Пульт управления

Работа гидравлического стенда. Расположение, взаимосвязь и работа основных элементов стенда для испытания гидравлических вращателей указано на принципиальной гидравлической схеме (рис 5.10).

Рабочая жидкость, необходимая для проведения испытаний находится в баке 14 объемом 1900 литров. При испытаниях рабочая жидкость из бака 14, с помощью пластинчатого насоса подпитки 1.2, подается к регулируемому аксиально-поршневому насосу 1.1, приводимому в движение электродвигателем 3.1. Насос подпитки 1.2, приводится в движение электродвигателем 3.2. От насоса 1.1 жидкость поступает на распределитель 9 и от него к испытуемому гидравлическому вращателю 2.1. Давление рабочей жидкости в напорной магистрали контролируется манометром 10.1. Рабочая жидкость, выходящая из гидровращателя 2.1 через распределитель 9 поступает к фильтру тонкой очистки 7.1, аксиально-поршневому гидромотору 2.2, к фильтру тонкой очистки 7.2, к теплообменнику 8 и далее возвращается в гидробак 14.

При испытаниях гидравлического вращателя 2.1, в качестве нагрузки, для создания необходимого тормозного момента, работает порошковый тормоз 5, который последовательно связан с мультипликатором 4 и гидровращателем 2.1. Мультипликатор 4 представляет собой редуктор подключенный «наоборот» в режиме мультипликатора, т.е. гидровращатель 2.1 подключен к тихоходному валу редуктора (мультипликатора) 4, с целью повышения его (вращателя) частоты вращения для согласования с частотой вращения вала порошкового тормоза 5 нагрузочного устройства. Изменение крутящего момента определяют по показаниям индикатора балансирной машины 12.

Распределитель 9 обеспечивает реверсивное направление вращения испытуемого планетарного гидровращателя 2.1. Давление на входе и выходе испытуемого гидровращателя 2.1 контролируется с помощью манометров 10.2 и 10.3.

Частота вращения «вала» испытуемого гидравлического вращателя определяется с помощью тахометра 11.2 типа ТЕМП-4 связанного с датчиком импульсов и счетным диском, установленным на валу мультипликатора порошкового тормоза 5.

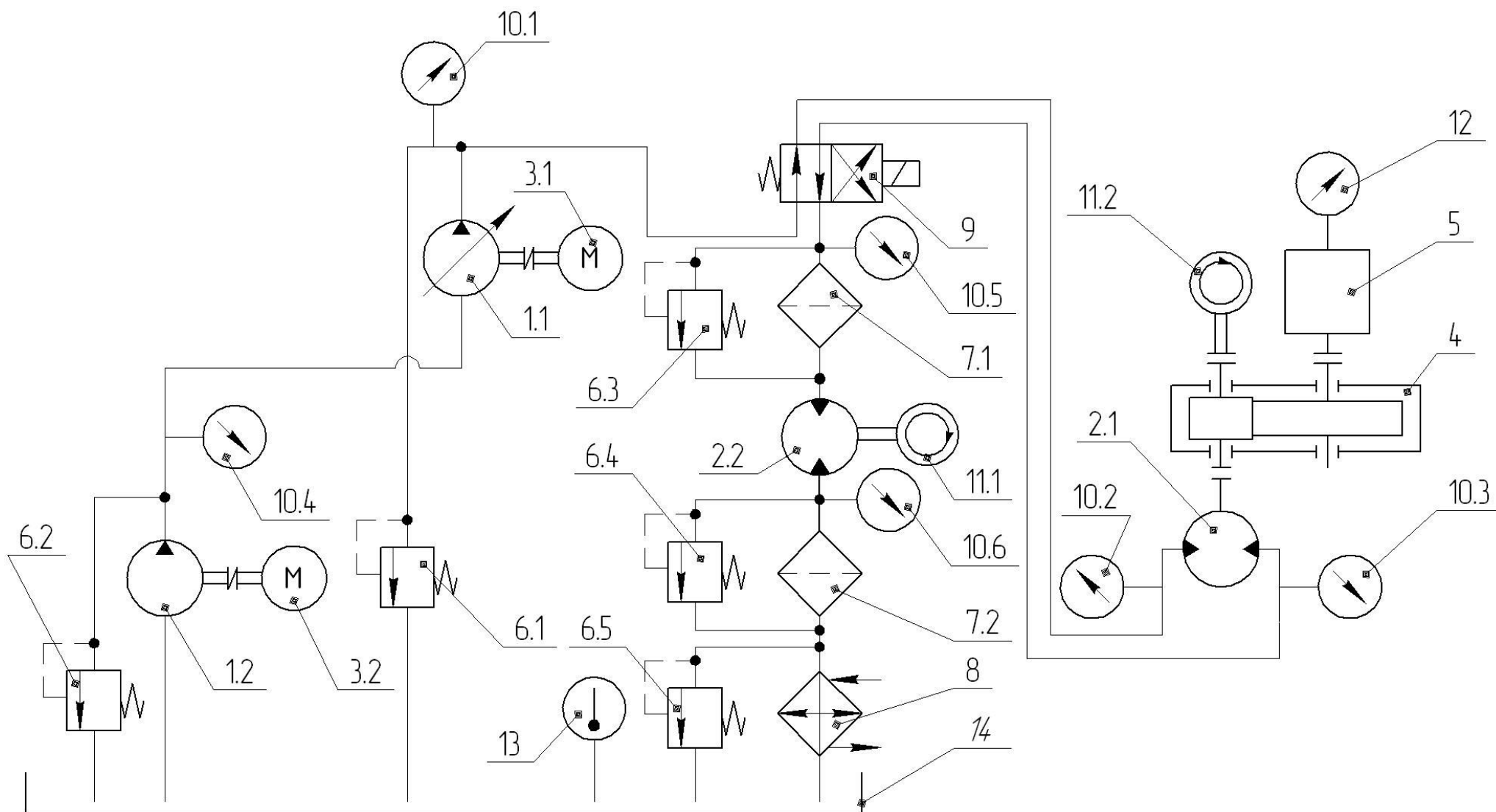


Рис. 5.10. Принципиальная гидравлическая схема стенда для испытаний высокомоментных гидровращателей планетарного типа: 1.1 – насос; 1.2 – насос подпитки; 2.1 – гидровращатель планетарного типа; 2.2 – аксиально-поршневой гидромотор; 3.1, 3.2 – электродвигатели; 4 – редуктор; 5 – порошковый тормоз; 6.1...6.5 – предохранительные клапаны; 7.1, 7.2 – фильтры тонкой очистки; 8 – теплообменник; 9 – гидрораспределитель; 10.1...10.6 – манометры; 11.1, 11.2 – тахометры; 12 – балансирная машина; 13 – термометр; 14 – гидробак

Расход рабочей жидкости прошедшей через испытуемый гидравлический вращатель определяется косвенно по частоте вращения вала тарированного аксиально-поршневого гидромотора 2.2, определяемой тахометром 11.1.

Конденсирование рабочей жидкости в испытательном стенде осуществляется с помощью фильтров и охладителя. С помощью фильтров тонкой очистки 7.1 и 7.2 происходит фильтрация рабочей жидкости.

Замена фильтрующих элементов в фильтрах 7.1 и 7.2 происходит после их полного загрязнения определяемого по показаниям манометров 10.5 и 10.6.

Необходимая температура рабочей жидкости в баке 14 обеспечивается теплообменником 8 состоящего из двух змеевиков с принудительным охлаждением проточной водой. Температура контролируется термометром 13.

Для предотвращения перегрузок, возникающих при испытаниях планетарного гидровращателя 2.1, параллельно насосу 1.1 установлен предохранительный клапан 6.1. Давление рабочей жидкости на выходе из насоса 1.1 контролируется манометром 10.1.

Переливной клапан 6.2 установленный параллельно насосу подпитки 1.2 с целью обеспечения необходимого подпора рабочей жидкости на входе в насос 1.1. Давление жидкости в магистрали подпитки (на выходе из насоса 1.2) контролируется манометром 10.4.

Для обеспечения необходимого проходного сечения при сливе рабочей жидкости при прохождении ее через фильтра тонкой очистки 7.1 и 7.2, а также через охладитель 8, параллельно им установлены переливные (предохранительные) клапаны 6.3, 6.4 и 6.5.

По данным результатов измерений перепада давления и крутящего момента расчетным путем определяют механический КПД, а по результатам измерений частоты вращения «вала» гидравлического вращателя и расхода рабочей жидкости – объемный КПД. Общий КПД, затраченную и полезную мощности также определяются расчетным путем.

5.3. Экспериментальные исследования серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа

Факторный эксперимент. Факторный эксперимент проводился для серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа с рабочим объемом 6300см^3 по методикам [107,169,175] с целью:

- определить зону изменения функциональных параметров серийного гидровращателя планетарного типа;
- определить зону изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя планетарного типа;
- определить влияние конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их функциональных характеристик.

При проводимых экспериментальных исследованиях в качестве функций откликов y_i выбирались следующие параметры:

- 1) действительный расход $Q_{\text{св}}$ рабочей жидкости – Y_1 ;
- 2) крутящий момент $M_{\text{кр}}$ на «валу» гидровращателя – Y_2 ;
- 3) мощность N_n гидровращателя полезная – Y_3 ;
- 4) мощность N_z гидровращателя затраченная – Y_4 ;
- 5) объемный КПД $\eta_{\text{об}}$ гидровращателя – Y_5 ;
- 6) гидромеханический КПД $\eta_{\text{г.м}}$ гидровращателя – Y_6 ;
- 7) общий КПД η гидровращателя – Y_7 .

При определении зоны изменения функциональных параметров гидровращателей планетарного типа, основными входными (изменяющимися) факторами X_i являлись:

- 1) перепад давлений Δp рабочей жидкости – X_1 ;
- 2) частота вращения n «вала» гидровращателя – X_2 .

Неизменными факторами Z_i являлись:

- 1) температура t рабочей жидкости – Z_1 ;
- 2) кинематическая вязкость ν рабочей жидкости – Z_2 ;
- 3) тонкость фильтрации Φ рабочей жидкости – Z_3 .

При определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их функциональных характеристик, основными входными (изменяющимися) факторами X_i являлись:

- 1) перепад давлений Δp рабочей жидкости – X_1 ;
- 2) частота вращения n «вала» гидровращателя – X_2 ;
- 3) площадь $S_{n.c}$ проходного сечения распределительной системы и зазор δ между соответствующими зубьями элементов вытеснительной системы – X_3 .

Необходимо отметить, что зазор δ между соответствующими зубьями элементов вытеснительной системы конструктивно изменяется одновременно с изменением площади $S_{n.c}$ проходного сечения распределительной системы и поэтому представляют одним фактором – X_3 .

Неизменными факторами Z_i являлись:

- 1) температура t рабочей жидкости – Z_1 ;
- 2) кинематическая вязкость ν рабочей жидкости – Z_2 ;
- 3) тонкость фильтрации Φ рабочей жидкости – Z_3 .

Выбранные факторы и уровни варьирования для всех проведенных экспериментов сведены в таблицах 5.1...5.3.

Таблица 5.1

Интервалы и уровни варьирования факторов при определении зоны изменения функциональных параметров серийного гидровращателя

Наименование фактора	Обозначение	Код. значение	Единицы измерения	Интервал варьирования	Уровни факторов		
					нижний	основной	верхний
Перепад давления	Δp	X_1	$МПа$	4,85	6,3	11,15	16,0
Частота вращения	n	X_2	$об/мин$	3	2	5	8
Температура раб.жид.	t	Z_1	$^{\circ}C$	-	-	50 ± 4	-
Кинемат. вязкость	ν	Z_2	$м^2/с$	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Тонкость фильтрации	Φ	Z_3	$мкм$	-	-	$0 \leq 30$	-

Таблица 5.2

Интервалы и уровни варьирования факторов при определении зоны изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя

Наименование фактора	Обозначение	Код. значение	Единицы измерения	Интервал варьирования	Уровни факторов		
					нижний	основной	верхний
Перепад давления	Δp	X_1	$МПа$	6	8	14	20
Частота вращения	n	X_2	$об/мин$	4,5	3	7,5	12
Температура раб.жид.	t	Z_1	$^{\circ}C$	-	-	50 ± 4	-
Кинемат. вязкость	ν	Z_2	$м^2/с$	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Тонкость фильтрации	Φ	Z_3	$мкм$	-	-	$0 \leq 30$	-

Таблица 5.3

Интервалы и уровни варьирования факторов при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их функциональные характеристики

Наименование фактора	Обозначение	Код. значение	Единицы измерения	Интервал варьирования	Уровни факторов		
					нижний	основной	верхний
Перепад давления	Δp	X_1	$МПа$	5	6	11	16
Частота вращения	n	X_2	$об/мин$	3	2	5	8
площадь $S_{н.с}$ прох. сечения (зазор δ)	$S_{н.с}$	X_3	$мм^2$ ($мм$)	20,9 (0,195)	66,7 (0,174)	87,6 (0,369)	108,5 (0,565)
Температура раб.жид.	t	Z_1	$^{\circ}C$	-	-	50 ± 4	-
Кинемат. вязкость	ν	Z_2	$мм^2/с$	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Тонкость фильтрации	Φ	Z_3	$мкм$	-	-	$0 \leq 30$	-

При значении площади проходного сечения распределительной системы серийного гидровращателя $S_{н.с} = 66,7 \text{ мм}^2$, зазор между соответствующими зубьями элементов вытеснительной системы серийного гидравлического вращателя составляет $\delta = 0,174 \text{ мм}$, а при площади проходного сечения $S_{н.с} = 108,5 \text{ мм}^2$ для модернизированного гидравлического вращателя, зазор между соответствующими зубьями составляет $\delta = 0,565 \text{ мм}$.

При матричном планировании многофакторных экспериментальных исследований обработка результатов сводится к вычислению коэффициентов регрессии согласно методике [107].

Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении зоны изменения функциональных параметров серийного и модернизированного гидровращателя приведены в таблицах 5.4...5.6.

Таблица 5.4

Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении зоны изменения функциональных параметров серийного гидровращателя

О пыты	x_o	Планиро- вание		Функции отклика						
		x_1 Δp	x_2 n	$\bar{y}_1$ Q_{zv}	$\bar{y}_2$ M_{kp}	$\bar{y}_3$ N_n	$\bar{y}_4$ N_z	$\bar{y}_5$ $\eta_{об}$	$\bar{y}_6$ $\eta_{z..m}$	$\bar{y}_7$ η
1	+1	+1	+1	63,0	7335	6,14	16,8	0,801	0,457	0,336
2	+1	-1	+1	62,2	2863	2,40	6,53	0,810	0,453	0,367
3	+1	+1	-1	16,0	8058	1,69	4,27	0,787	0,502	0,395
4	+1	-1	-1	15,6	3849	0,81	1,64	0,807	0,609	0,491

Таблица 5.5

Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении зоны изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя

О пыты	x_o	Планиро- вание		Функции отклика						
		x_1 Δp	x_2 n	$\bar{y}_1$ Q_{zv}	$\bar{y}_2$ M_{kp}	$\bar{y}_3$ N_n	$\bar{y}_4$ N_z	$\bar{y}_5$ $\eta_{об}$	$\bar{y}_6$ $\eta_{z..m}$	$\bar{y}_7$ η
1	+1	+1	+1	83,0	11537	14,5	27,67	0,911	0,575	0,524
2	+1	-1	+1	82,2	5168	6,49	10,96	0,920	0,644	0,592
3	+1	+1	-1	20,7	13061	4,10	6,90	0,913	0,651	0,594
4	+1	-1	-1	20,5	5650	1,77	2,73	0,922	0,704	0,649

Таблица 5.6

Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их функциональные характеристики

Опы- ты	x_o	Планирование			Функции отклика						
		x_1 Δp	x_2 n	x_3 $S_{n.c}$	$\bar{y}_1$ $Q_{зв}$	$\bar{y}_2$ $M_{кр}$	$\bar{y}_3$ N_n	$\bar{y}_4$ N_z	$\bar{y}_5$ $\eta_{об}$	$\bar{y}_6$ $\eta_{з.м}$	$\bar{y}_7$ η
1	+1	+1	+1	+1	54,3	11155	9,34	14,48	0,928	0,695	0,645
2	+1	-1	+1	+1	54,3	4183	3,50	5,43	0,928	0,695	0,645
3	+1	+1	-1	+1	14,0	10562	2,21	3,73	0,9	0,658	0,593
4	+1	-1	-1	+1	13,7	4225	0,88	1,37	0,92	0,702	0,646
5	+1	+1	+1	-1	62,9	7335	6,14	16,77	0,801	0,457	0,366
6	+1	-1	+1	-1	62,4	2715	2,27	6,24	0,808	0,451	0,364
7	+1	+1	-1	-1	16,0	8058	1,69	4,27	0,788	0,502	0,396
8	+1	-1	-1	-1	15,7	3658	0,77	1,57	0,803	0,608	0,488

Примечание: $\bar{y}$ - среднее значение функции отклика при трехразовой повторности опытов.

Обработка полученных данных проводилась с использованием математического планирования полнофакторного эксперимента [107].

Полученные уравнения регрессии (5.1...5.7) с учетом значимых коэффициентов (Приложение Б) адекватно (с вероятностью 0,95) описывают исследуемый процесс определения зоны изменения функциональных параметров серийного гидровращателя и имеют вид:

$$Y_1(Q_{зв}) = 39,2 + 23,4 \cdot X_2; \quad (5.1)$$

$$Y_2(M_{кр}) = 5526 + 2170 \cdot X_1 - 427 \cdot X_2; \quad (5.2)$$

$$Y_3(N_n) = 2,76 + 1,16 \cdot X_1 + 1,51 \cdot X_2 + 0,72 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (5.3)$$

$$Y_4(N_z) = 7,31 + 1,61 \cdot X_1 + 2,18 \cdot X_2 + 0,95 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (5.4)$$

$$Y_5(\eta_{об}) = 0,4 - 0,007 \cdot X_1 + 0,004 \cdot X_2; \quad (5.5)$$

$$Y_6(\eta_{з.м}) = 0,51 - 0,026 \cdot X_1 - 0,05 \cdot X_2; \quad (5.6)$$

$$Y_7(\eta) = 0,4 - 0,032 \cdot X_1 - 0,046 \cdot X_2. \quad (5.7)$$

Анализ уравнений (5.1...5.7) подтверждает, что

- изменение перепада давления Δp влияет на изменение выходных характеристик серийного гидровращателя: крутящий момент $M_{кр}$, мощность N_n и $N_з$, а так же КПД η ;
- изменение частоты вращения n влияет на изменение расхода $Q_{зв}$, крутящего момента $M_{кр}$, мощность N_n и $N_з$, а так же КПД η .

Определим изменение расхода рабочей жидкости $Q_{зв}$, крутящего момента $M_{кр}$, полезной N_n и затрачиваемой $N_з$ мощностей, объемного $\eta_{об}$, гидромеханического $\eta_{з.м}$ и общего η КПД гидровращателя при известных значениях перепада давлений Δp и частоты вращения n с целью получения модели, описывающей работу серийного гидровращателя планетарного типа.

Раскодируя уравнение (5.1) определим изменение расхода рабочей жидкости гидровращателя планетарного типа ($Q_{зм} = f(n)$):

$$Q_{зв} = 0,6 + 7,7 \cdot n, \quad (5.8)$$

где n - частота вращения вала гидровращателя, $2 < n < 8_{мин}^{-1}$.

Раскодируя уравнение (5.2) определим изменение крутящего момента вала гидровращателя планетарного типа ($M_{кр} = f(\Delta p, n)$):

$$M_{кр} = 1247 + 447 \cdot \Delta p - 141 \cdot n, \quad (5.9)$$

где Δp - перепад давлений, $6,3 < \Delta p < 16 \text{ МПа}$.

Раскодируя уравнение (5.3) определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ($N_n = f(\Delta p, n)$):

$$N_n = 0,37 + 0,05 \cdot \Delta p \cdot n. \quad (5.10)$$

Раскодировав уравнение (5.4) определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ($N_3 = f(\Delta p, n)$):

$$N_3 = 3,63 + 0,065 \cdot \Delta p \cdot n. \quad (5.11)$$

Раскодировав уравнение (5.5) определим изменение объемного КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta_{об} = f(\Delta p, n)$):

$$\eta_{об} = 0,41 - 0,0014 \cdot \Delta p + 0,0013 \cdot n. \quad (5.12)$$

Раскодировав уравнение (5.6) определим изменение гидромеханического КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta_{г.м} = f(\Delta p, n)$):

$$\eta_{г.м} = 0,65 - 0,0054 \cdot \Delta p - 0,017 \cdot n. \quad (5.13)$$

Раскодировав уравнение (5.7) определим изменение общего КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta = f(\Delta p, n)$):

$$\eta = 0,55 - 0,0066 \cdot \Delta p - 0,015 \cdot n. \quad (5.14)$$

Для определения зависимости $M_{кр} = f(Q_{зб}, \Delta p)$ из уравнения (5.8) определим изменение частоты вращения $n = f(Q_{зб})$

$$n = 0,13 \cdot Q_{зб} - 0,078. \quad (5.15)$$

Тогда, с учетом выражения (5.15) изменение момента на валу гидровращателя ($M_{кр} = f(Q_{зб}, \Delta p)$) будет иметь вид

$$M_{кр} = 1247 + 447 \cdot \Delta p - 18 \cdot Q_{зб} + 11. \quad (5.16)$$

Полученные зависимости (5.8...5.16) описывают работу серийного гидравлического вращателя планетарного типа в условиях эксплуатации.

Полученные уравнения регрессии (5.17...5.23) с учетом значимых коэффициентов (Приложение Б) адекватно (с вероятностью 0,95) описывают исследуемый процесс определения зоны изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя и имеют вид:

$$Y_1(Q_{зб}) = 51,7 + 30,9 \cdot X_2; \quad (5.17)$$

$$Y_2(M_{кр}) = 8852 + 3447 \cdot X_1 - 503 \cdot X_2; \quad (5.18)$$

$$Y_3(N_n) = 6,73 + 2,57 \cdot X_1 + 3,79 \cdot X_2 + 1,41 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (5.19)$$

$$Y_4(N_z) = 12,1 + 2,61 \cdot X_1 + 3,63 \cdot X_2 + 1,57 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (5.20)$$

$$Y_5(\eta_{об}) = 0,458 - 0,005 \cdot X_1; \quad (5.21)$$

$$Y_6(\eta_{г.м}) = 0,643 - 0,03 \cdot X_1 - 0,034 \cdot X_2; \quad (5.22)$$

$$Y_7(\eta) = 0,59 - 0,031 \cdot X_1 - 0,032 \cdot X_2. \quad (5.23)$$

Анализ уравнений (5.17...5.23) подтверждает, что

– изменение перепада давления Δp влияет на изменение выходных характеристик модернизированного гидровращателя: крутящий момент $M_{кр}$, мощность N_n и N_z , а так же КПД η ;

– изменение частоты вращения n влияет на изменение расхода $Q_{гв}$, крутящего момента $M_{кр}$, мощность N_n и N_z , а так же КПД η .

Определим изменение расхода рабочей жидкости $Q_{гв}$, крутящего момента $M_{кр}$, полезной N_n и затрачиваемой N_z мощностей, объемного $\eta_{об}$, гидромеханического $\eta_{г.м}$ и общего η КПД гидровращателя при известных значениях перепада давлений Δp и частоты вращения n с целью получения модели, описывающей работу модернизированного гидровращателя планетарного типа.

Раскодируя уравнение (5.17) определим изменение расхода рабочей жидкости гидровращателя планетарного типа ($Q_{гв} = f(n)$):

$$Q_{гв} = 0,7 + 6,8 \cdot n, \quad (5.24)$$

где n - частота вращения вала гидровращателя, $3 < n < 12 \text{ мин}^{-1}$.

Раскодируя уравнение (5.18) определим изменение крутящего момента вала гидровращателя планетарного типа ($M_{кр} = f(\Delta p, n)$):

$$M_{кр} = 1481 + 586 \cdot \Delta p - 111 \cdot n, \quad (5.25)$$

где Δp - перепад давлений, $8 < \Delta p < 20 \text{ МПа}$.

Раскодировав уравнение (5.19) определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ($N_n = f(\Delta p, n)$):

$$N_n = -0,05 + 0,04 \cdot \Delta p - 0,09 \cdot n + 0,053 \cdot \Delta p \cdot n. \quad (5.26)$$

Раскодировав уравнение (5.20) определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ($N_z = f(\Delta p, n)$):

$$N_z = 6,1 + 0,001 \cdot \Delta p - 0,027 \cdot n + 0,059 \cdot \Delta p \cdot n. \quad (5.27)$$

Раскодировав уравнение (5.21) определим изменение объемного КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta_{o\delta} = f(\Delta p)$):

$$\eta_{o\delta} = 0,47 - 0,001 \cdot \Delta p. \quad (5.28)$$

Раскодировав уравнение (5.22) определим изменение гидромеханического КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta_{z..m} = f(\Delta p, n)$):

$$\eta_{z..m} = 0,769 - 0,005 \cdot \Delta p - 0,0075 \cdot n. \quad (5.29)$$

Раскодировав уравнение (5.23) определим изменение общего КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta = f(\Delta p, n)$):

$$\eta = 0,717 - 0,0053 \cdot \Delta p - 0,007 \cdot n. \quad (5.30)$$

Для определения зависимости $M_{кр} = f(Q_{zm}, \Delta p)$ из уравнения (5.24) определим изменение частоты вращения $n = f(Q_{zg})$

$$n = 0,15 \cdot Q_{zg} - 0,1. \quad (5.31)$$

Тогда, с учетом выражения (5.31) изменение момента на валу гидровращателя ($M_{кр} = f(Q_{zg}, \Delta p)$) будет иметь вид

$$M_{кр} = 1481 + 586 \cdot \Delta p - 16,7 \cdot Q_{zg} + 0,015. \quad (5.32)$$

Полученные зависимости (5.24...5.32) описывают работу модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа в условиях эксплуатации.

Полученные уравнения регрессии (5.33...5.39) с учетом значимых коэффициентов (Приложение Б) адекватно (с вероятностью 0,95) описывают исследуемый процесс определения влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их функциональные характеристики и имеют вид:

$$Y_1(Q_{зв}) = 36,66 + 21,81 \cdot X_2 - 2,59 \cdot X_3 - 1,59 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (5.33)$$

$$Y_2(M_{кр}) = 6486 + 2791 \cdot X_1 + 1045 \cdot X_3 + 536 \cdot X_1 \cdot X_3 + 277 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (5.34)$$

$$Y_3(N_n) = 3,35 + 1,49 \cdot X_1 + 1,96 \cdot X_2 + 0,63 \cdot X_3 + 0,93 \cdot X_1 \cdot X_2 + \\ + 0,29 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,48 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (5.35)$$

$$Y_4(N_з) = 6,73 + 3,08 \cdot X_1 + 3,99 \cdot X_2 - 0,48 \cdot X_3 + 1,82 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (5.36)$$

$$Y_5(\eta_{об}) = 0,859 - 0,0596 \cdot X_3; \quad (5.37)$$

$$Y_6(\eta_{з.м}) = 0,6 - 0,02 \cdot X_1 - 0,02 \cdot X_2 + 0,09 \cdot X_3 + 0,02 \cdot X_1 \cdot X_2 + \\ + 0,03 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (5.38)$$

$$Y_7(\eta) = 0,518 - 0,018 \cdot X_1 - 0,013 \cdot X_2 + 0,11 \cdot X_3 + \\ + 0,018 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,026 \cdot X_2 \cdot X_3. \quad (5.39)$$

Анализ уравнений (5.33...5.39) подтверждает, что

– изменение перепада давления Δp влияет на изменение выходных характеристик гидровращателя: крутящий момент $M_{кр}$, мощность N_n и $N_з$, а так же КПД η ;

– изменение частоты вращения n влияет на изменение расхода $Q_{зв}$, крутящего момента $M_{кр}$, мощностей N_n и $N_з$, а так же КПД η ;

– изменение площади проходного сечения $S_{н.с}$ влияет на изменение расхода $Q_{зв}$, крутящего момента $M_{кр}$, мощностей N_n и $N_з$, а так же КПД η .

Определим изменение расхода рабочей жидкости $Q_{зв}$, крутящего мо-

мента $M_{кр}$, полезной N_n и затрачиваемой N_z мощностей, объемного $\eta_{об}$, гидромеханического $\eta_{г.м}$ и общего η КПД гидровращателя при известных значениях перепада давлений Δp , частоты вращения n и площади проходного сечения $S_{н.с}$ с целью получения модели, описывающей работу гидровращателя планетарного типа.

Раскодировав уравнение (5.33) определим изменение расхода рабочей жидкости гидровращателя планетарного типа ($Q_{зв} = f(n, S_{н.с})$):

$$Q_{зв} = 0,21 + 9,4 \cdot n + 0,005 \cdot S_{н.с} - 0,025 \cdot n \cdot S_{н.с}, \quad (5.40)$$

где n - частота вращения вала гидровращателя, $2 < n < 8 \text{ мин}^{-1}$;

$S_{н.с}$ - площадь проходного сечения, $66,7 < S_{н.с} < 108,5 \text{ мм}^2$.

Раскодировав уравнение (5.34) определим изменение крутящего момента вала гидровращателя планетарного типа ($M_{кр} = f(\Delta p, n, S_{н.с})$):

$$M_{кр} = 5131 \cdot \Delta p - n \cdot (385 - 4,39 \cdot S_{н.с}) - S_{н.с} \cdot (28,5 - 5,15 \cdot \Delta p) - 52428, \quad (5.41)$$

где Δp - перепад давлений, $6 < \Delta p < 16 \text{ мин}^{-1}$.

Раскодировав уравнение (5.35) определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ($N_n = f(\Delta p, n, S_{н.с})$):

$$N_n = 3,58 - \Delta p \cdot (0,25 - 0,061 \cdot n) - S_{н.с} \cdot (0,04 - 0,003 \cdot \Delta p - 0,008 \cdot n). \quad (5.42)$$

Раскодировав уравнение (5.36) определим изменение полезной мощности гидровращателя планетарного типа ($N_z = f(\Delta p, n, S_{н.с})$):

$$N_z = 3,6 + \Delta p \cdot (0,02 + 0,12 \cdot n) - 0,02 \cdot S_{н.с}. \quad (5.43)$$

Раскодировав уравнение (5.37) определим изменение объемного КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta_{об} = f(S_{н.с})$):

$$\eta_{об} = 1,11 - 0,003 \cdot S_{н.с}. \quad (5.44)$$

Раскодировав уравнение (5.38) определим изменение гидромеханического КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta_{г.м} = f(\Delta p, n, S_{н.с})$):

$$\eta_{г.м} = 0,581 - 0,0025 \cdot \Delta p - n \cdot (0,021 - 0,001 \cdot \Delta p - 0,0005 \cdot S_{n.c}) + 0,002 \cdot S_{n.c}. \quad (5.45)$$

Раскодировав уравнение (5.39) определим изменение общего КПД гидровращателя планетарного типа ($\eta = f(\Delta p, n, S_{n.c})$):

$$\eta = 0,361 - 0,0024 \cdot \Delta p - n \cdot (0,18 - 0,001 \cdot \Delta p - 0,0004 \cdot S_{n.c}) + 0,003 \cdot S_{n.c}. \quad (5.46)$$

Для определения зависимости $M_{кр} = f(Q_{гв}, \Delta p, S_{n.c})$ из уравнения (5.40) определим изменение частоты вращения $n = f(Q_{гв}, S_{n.c})$

$$n = \frac{Q_{гв} + 0,05 \cdot S_{n.c} - 0,21}{9,39 - 0,025 \cdot S_{n.c}}. \quad (5.47)$$

Тогда, с учетом выражения (5.47) изменение момента на валу гидровращателя ($M_{кр} = f(Q_{гв}, \Delta p)$) будет иметь вид

$$M_{кр} = 5131 \cdot \Delta p - \frac{(Q_{гв} + 0,05 \cdot S_{n.c} - 0,21) \cdot (385 - 4,39 \cdot S_{n.c})}{9,39 - 0,025 \cdot S_{n.c}} - S_{n.c} \cdot (28,5 - 5,15 \cdot \Delta p) - 52428. \quad (5.48)$$

Полученные зависимости (5.40...5.48) описывают работу гидравлического вращателя планетарного типа с учетом его конструктивных особенностей в условиях эксплуатации.

После вычисления коэффициентов регрессии был проведен статистический анализ уравнений регрессии, состоящий из следующих этапов:

- оценка дисперсии воспроизводимости (или оценка ошибки опыта).
- оценка значимости коэффициентов уравнения регрессии.
- оценка адекватности модели.

Адекватность проведенных экспериментальных исследований проводилась с помощью критериев Фишера. Для расчетных и теоретических критериев Фишера соблюдается неравенство $F_p < F_T$ при $s_{ad}^2 > s_o^2$, что подтверждает адекватность проведенных экспериментальных исследований с помощью полнофакторного эксперимента (Приложение Б). В случае, когда

$s_{ad}^2 \leq s_o^2$, вывод об адекватности делается без проверки условия $F_p < F_T$ [107].

Сравнительный эксперимент. Сравнительные экспериментальные исследования проводились с целью определения количественного улучшения выходных характеристик модернизированного гидровращателя по отношению к серийному, при этом оценивались изменения выходных характеристик у модернизированного гидровращателя планетарного типа по сравнению с серийным гидровращателем (Приложение Б).

Элементы распределительной и вытеснительной систем модернизированного гидровращателя планетарного типа проектировались с учетом требований и рекомендаций, обусловленных результатами теоретических исследований.

Текущее значение частоты вращения n «вала» гидровращателя устанавливалось по показаниям тахометра 11.2 (рис. 5.10), с помощью изменения потока рабочей жидкости подаваемой регулируемым аксиально-поршневым насосом 1.1, при работе гидровращателя под нагрузкой, что соответствовало 2, 4, 6 и 8 мин^{-1} – для серийного гидровращателя, и 3, 6, 9 и 12 мин^{-1} – для модернизированного гидровращателя.

Необходимая нагрузка задавалась с помощью тормозного устройства порошковым тормозом 5 (рис. 5.10), испытательного стенда, в диапазоне $2800 \dots 14100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, при трех фиксированных значениях перепада давлений Δp рабочей жидкости $0,5\Delta p_n$, Δp_n и $\Delta p_{\max}$ измеряемым по разности показаний манометров 10.2 и 10.3, что соответствовало 6,3, 12,5 и 16 МПа – для серийного гидровращателя, и 8, 16 и 20 МПа – для модернизированного гидровращателя.

Текущие значения действительного расхода Q рабочей жидкости и крутящего момента $M_{кр}$ на «валу» гидровращателя определялись по показаниям расходомера 11.1 и динамометрического устройства 12 разработанного стенда для испытания гидровращателей планетарного типа (рис 5.10). Мощ-

ность N_n гидровращателя полезная, мощность N_z затраченная, объемный КПД $\eta_{об}$, механический КПД η_m и общий КПД η гидровращателя определялись расчетным путем по известным формулам, для определения мощности и КПД гидромоторов.

По результатам экспериментальных исследований (Приложение Б) получены экспериментальные зависимости, определяющие количественное значение и характер изменения выходных характеристик испытуемых серийного и модернизированного гидравлических вращателей.

Зависимость изменения частоты вращения от расхода рабочей жидкости при разных перепадах давления (рис. 5.11) у гидравлических вращателей планетарного типа показывает, что перепад давления рабочей жидкости, изменяемый в диапазоне $0,5\Delta p_n$, Δp_n и Δp_{max} , практически не оказывает никакого влияния на изменение частоты вращения «вала» во всем диапазоне изменения расхода рабочей жидкости как для модернизированного (от 20 л/мин до 83 л/мин), так и для серийного гидровращателя (от 15,5 л/мин до 63 л/мин). При этом выходные характеристики частоты вращения «вала» модернизированного гидравлического вращателя в номинальном режиме на 33% выше, чем у серийного и равны 9 мин^{-1} и 6 мин^{-1} , соответственно.

Изменение частоты вращения «вала» модернизированного и серийного гидровращателей (рис. 5.12) от перепада давления при разных расходах рабочей жидкости у гидравлических вращателей планетарного типа показывает, что расход рабочей жидкости, изменяемый в диапазоне Q_{min} , Q_n и Q_{max} , оказывает незначительное влияние (4...6 %) на изменение частоты вращения «вала» гидровращателя во всем диапазоне изменения перепада давления рабочей жидкости, как для модернизированного (от 8 МПа до 20 МПа), так и для серийного гидровращателей (от 6,3 МПа до 16 МПа).

Выходные характеристики (рис. 5.12) частоты вращения «вала» модернизированного гидравлического вращателя примерно на 33% выше, чем у серийного, и соответственно, равны при минимальном расходе $n = 3 \text{ мин}^{-1}$ и 2 мин^{-1} , при номинальном расходе $n = 9 \text{ мин}^{-1}$ и 6 мин^{-1} и при максимальном расходе $n = 12,5 \text{ мин}^{-1}$ и 8 мин^{-1} .

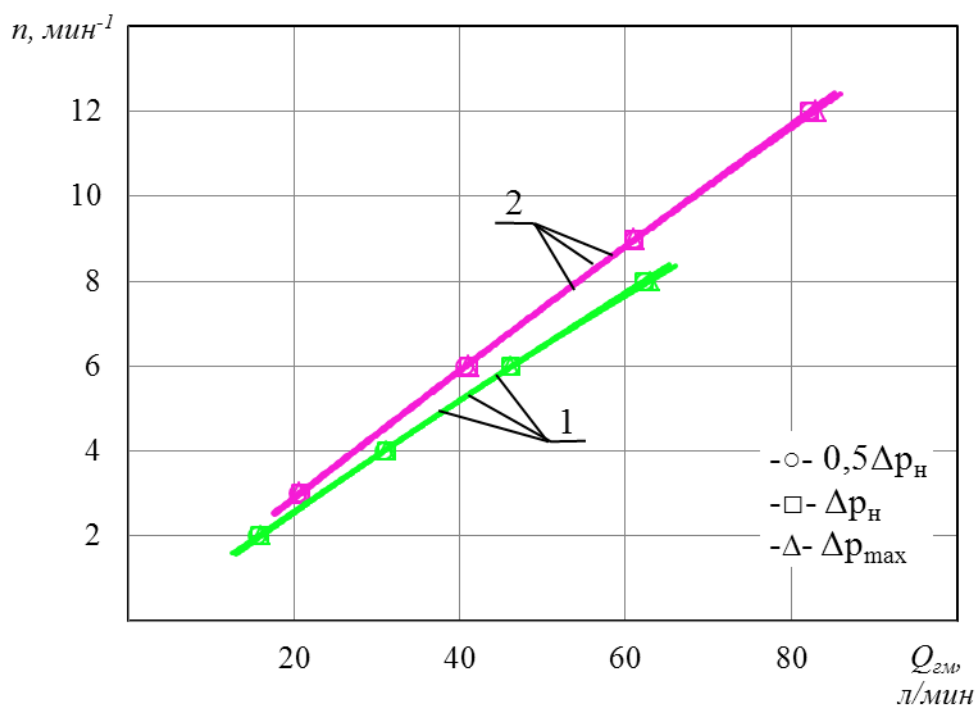


Рис. 5.11. Зависимость частоты вращения от расхода рабочей жидкости при разных перепадах давления:

1 – серийный гидровращатель; 2 – модернизированный гидровращатель

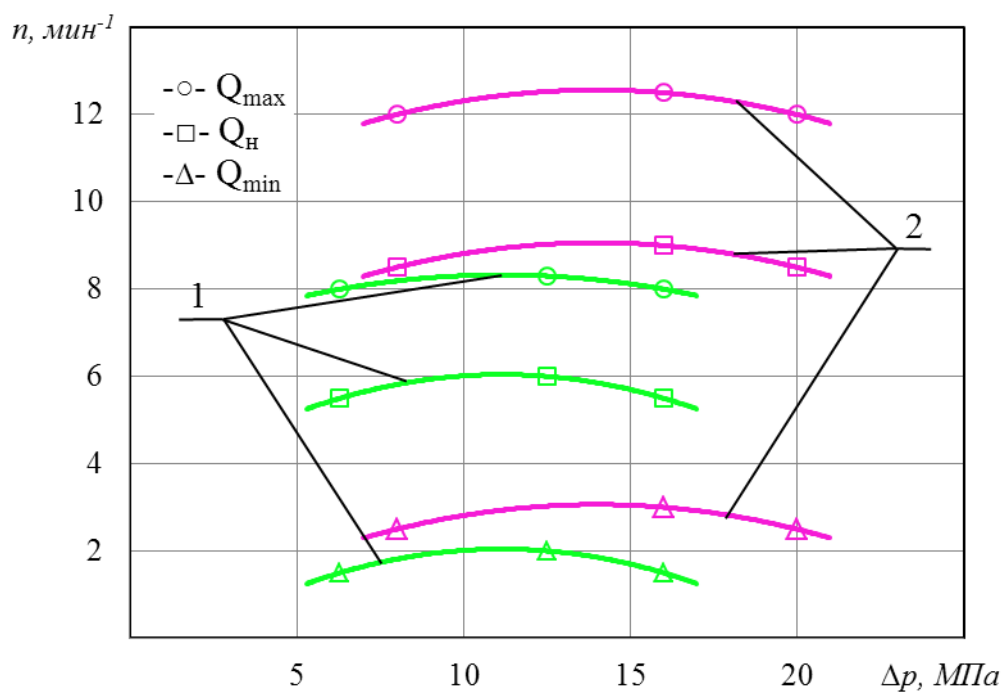


Рис. 5.12. Зависимость частоты вращения от перепада давления при разных расходах рабочей жидкости:

1 – серийный гидровращатель; 2 – модернизированный гидровращатель

Анализ зависимости (рис. 5.13) крутящего момента модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от частоты вращения «вала» показывает, что при перепаде давления рабочей жидкости в диапазоне $0,5\Delta p_n$ и Δp_n , частоты вращения «вала» не оказывают значительного влияния на изменение крутящего момента во всем диапазоне их изменения (от 3 мин^{-1} до 12 мин^{-1}) для модернизированного гидровращателя и не превышают 10 %. При максимальном перепаде давления $\Delta p_{\max}$ и минимальных оборотах $n_{\min}$, отклонения крутящего момента от номинального значения у модернизированного гидровращателя составляют 7%, а при максимальных оборотах, отклонения крутящего момента увеличиваются до 18 %.

Зависимостью (рис. 5.13) крутящего момента от частоты вращения «вала» серийного гидровращателя так же установлено, что перепад давления рабочей жидкости, изменяемый в диапазоне $0,5\Delta p_n$, Δp_n и $\Delta p_{\max}$ оказывает довольно значительное влияние на изменение крутящего момента серийного гидровращателя от частоты вращения его «вала» в диапазоне (от 2 мин^{-1} до 8 мин^{-1}) и достигает 25 %.

Выходные характеристики (рис. 5.13) крутящего момента в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 33% выше, чем у серийного, и соответственно равны $M_{kp_n} = 5530 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $3842 \text{ Н}\cdot\text{м}$ при номинальных оборотах для перепада давления рабочей жидкости равного $0,5\Delta p_n$, $M_{kp_n} = 11316 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $7587 \text{ Н}\cdot\text{м}$ - для перепада давлений равного Δp_n и $M_{kp_n} = 14015 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $9647 \text{ Н}\cdot\text{м}$ - для перепада давления равного $\Delta p_{\max}$.

Анализ зависимости (рис. 5.14) крутящего момента модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от перепада давлений рабочей жидкости показывает, что частота вращения «вала» гидровращателя в диапазоне $n_{\min}$ и n_n , соответственно, практически не оказывает влияния на изменение крутящего момента при перепадах давления в диапазоне от 8 МПа

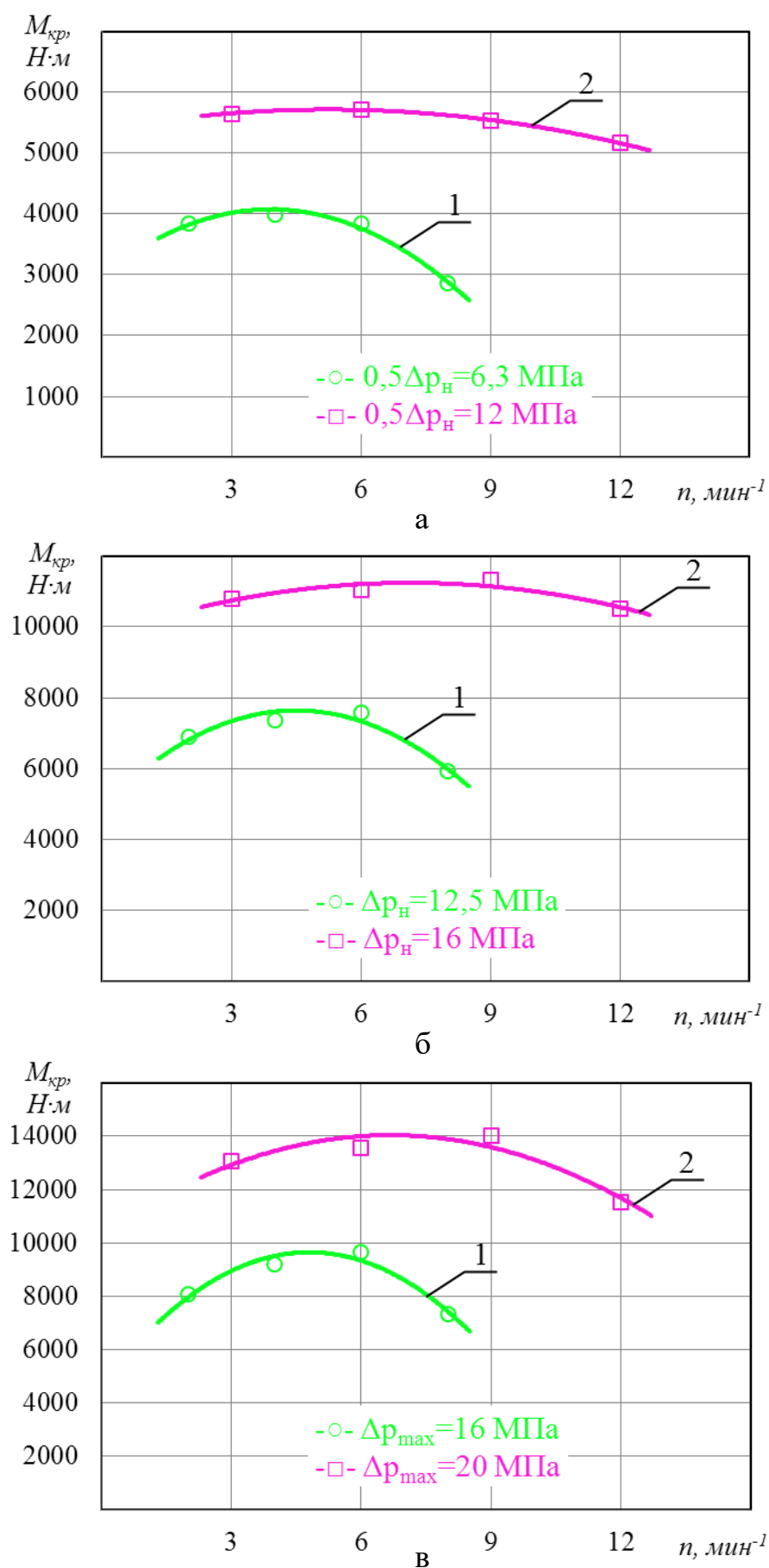


Рис. 5.13. Зависимость крутящего момента гидровращателя от частоты вращения при разных перепадах давления:
1 – серийный гидровращатель; 2 – модернизированный гидровращатель

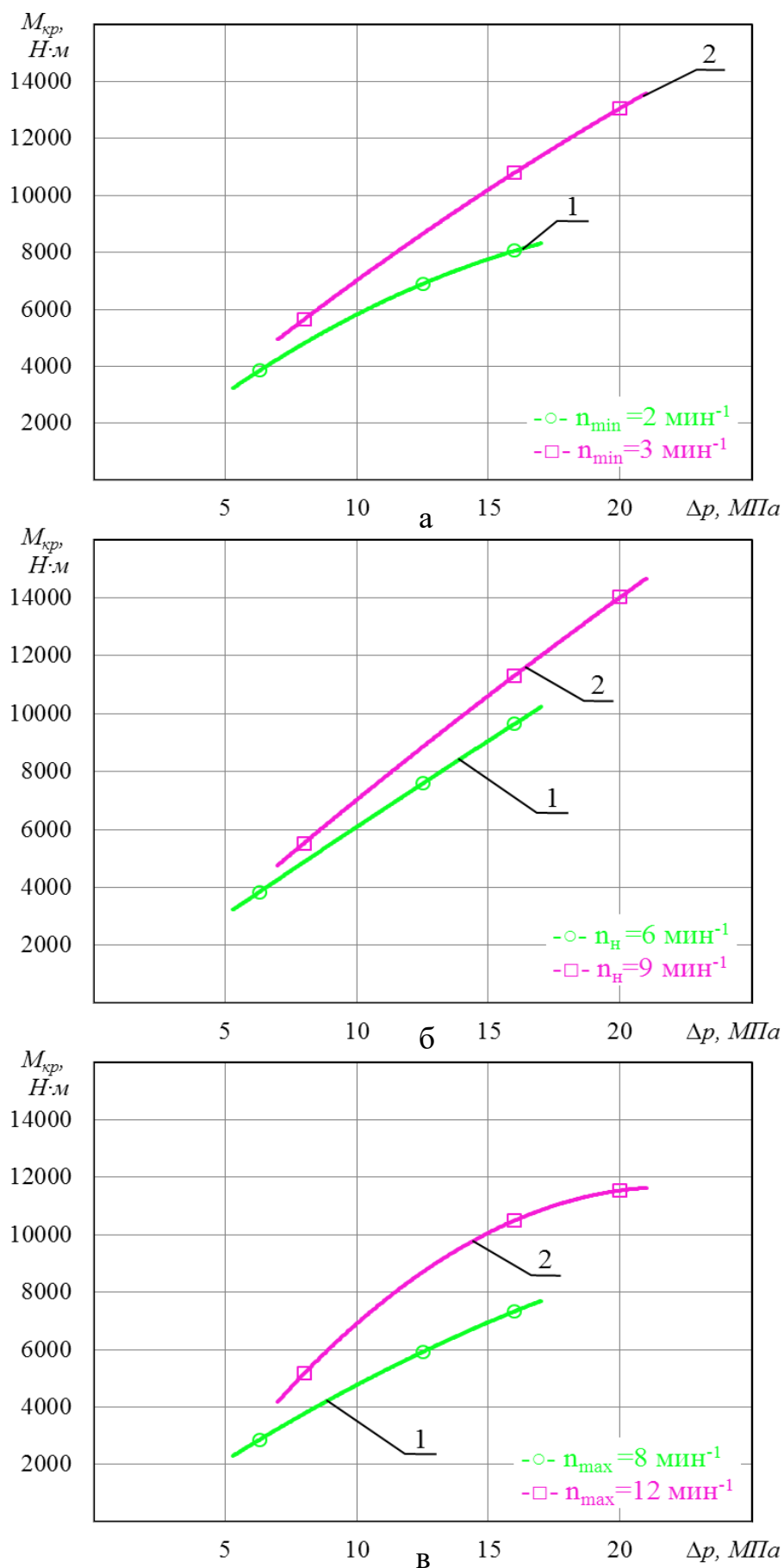


Рис. 5.14. Зависимость крутящего момента гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости при разных частотах вращения:
1 – серийный гидровращатель; 2 – модернизированный гидровращатель

до 20 МПа. При максимальной частоте вращения «вала» гидровращателя $n_{\max} = 12 \text{ мин}^{-1}$, отклонения крутящего момента от номинального значения у модернизированного гидровращателя составляют около 9 %, при максимальном перепаде давлений $\Delta p_{\max} = 20 \text{ МПа}$.

Зависимостью (рис. 5.14) крутящего момента от перепада давлений рабочей жидкости серийного гидровращателя установлено, что частоты вращения «вала», изменяемые в диапазоне $n_{\min}$, n_n и $n_{\max}$ соответственно, практически не оказывает влияния на изменение крутящего момента серийного гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости в диапазоне (от 6,3 МПа до 16 МПа).

Выходные характеристики (рис. 5.14) крутящего момента в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 33% выше, чем у серийного и равны $M_{кр_n} = 11316 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $7587 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Анализ зависимости (рис. 5.15) полезной мощности модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от частоты вращения «вала» показывает, что перепад давления рабочей жидкости в диапазоне $0,5\Delta p_n$ и Δp_n , соответственно, практически не оказывает влияния на изменение полезной мощности от частоты вращения «вала» во всем диапазоне изменения от 3 мин^{-1} до 12 мин^{-1} для модернизированного гидровращателя. При максимальном перепаде давления $\Delta p_{\max}$ и минимальных оборотах $n_{\min}$, отклонения полезной мощности от номинального значения у модернизированного гидровращателя составляют 3%.

Зависимостью (рис. 5.15) полезной мощности от частоты вращения «вала» серийного гидровращателя так же установлено, что перепад давления рабочей жидкости, изменяемый в диапазоне $0,5\Delta p_n$, Δp_n и $\Delta p_{\max}$ оказывает не значительное влияние на изменение полезной мощности серийного гидровращателя от частоты вращения его «вала» в диапазоне (от 2 мин^{-1} до 8 мин^{-1}) и достигает 23 %.

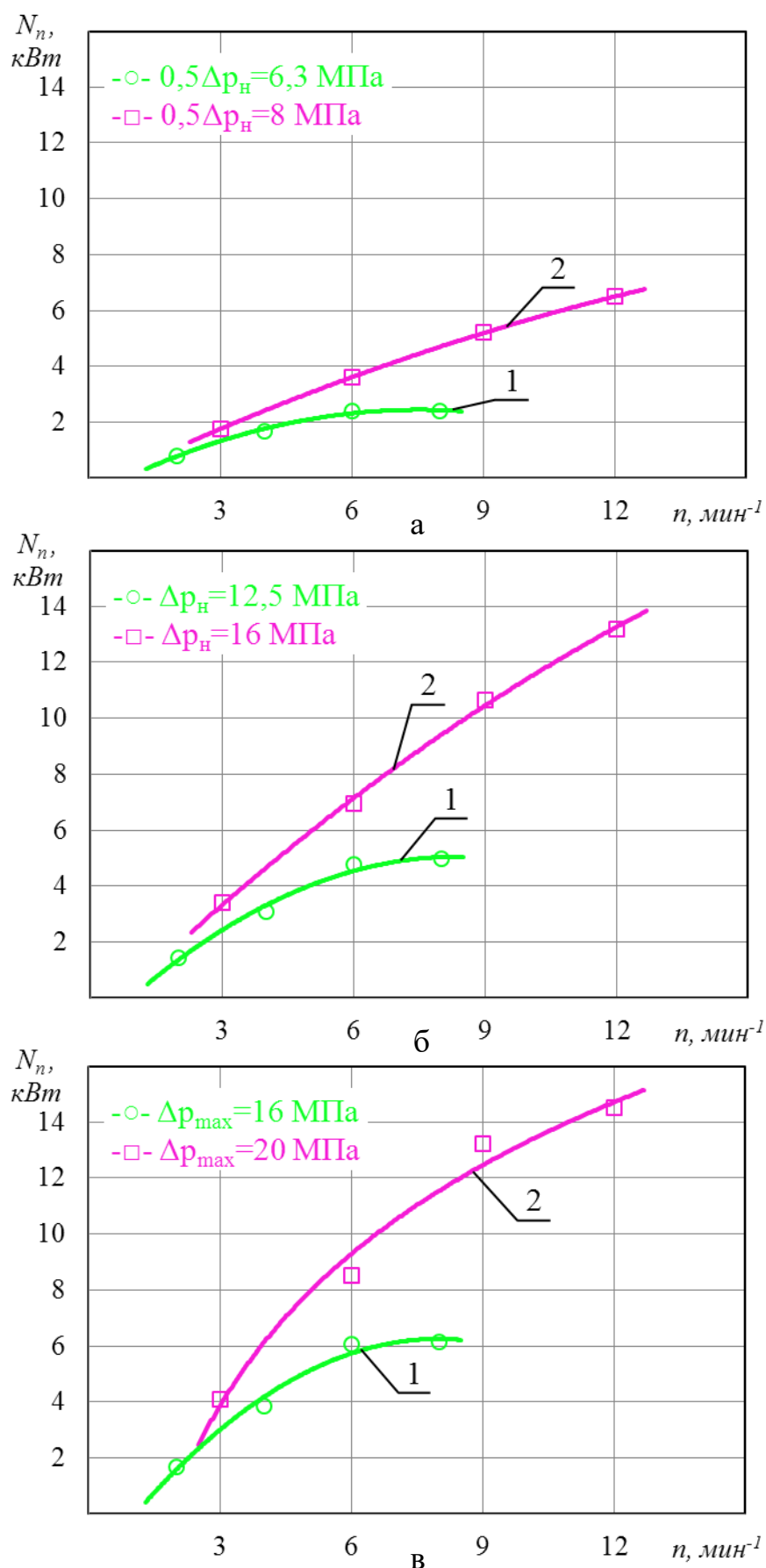


Рис. 5.15. Зависимость полезной мощности гидровращателя от частоты вращения при разных перепадах давления:
1 – серийный гидровращатель; 2 – модернизированный гидровращатель

Выходные характеристики (рис. 5.15) полезной мощности в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 55 % выше, чем у серийного и равны $N_{n_n} = 5,21 \text{ кВт}$ и $2,41 \text{ кВт}$ при номинальных оборотах для перепада давлений рабочей жидкости равного $0,5\Delta p_n$, $N_{n_n} = 10,66 \text{ кВт}$ и $4,77 \text{ кВт}$ - для перепада давлений равного Δp_n и $N_{n_n} = 13,21 \text{ кВт}$ и $6,06 \text{ кВт}$ - для перепада давления равного $\Delta p_{\max}$.

Анализ зависимости (рис. 5.16) полезной мощности модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от перепада давлений рабочей жидкости показывает, что частота вращения «вала» гидровращателя изменяемая в диапазоне $n_{\min}$ и n_n , соответственно, практически не оказывает влияния на изменение полезной мощности от перепада давлений во всем диапазоне изменения (от 8 МПа до 20 МПа). При максимальной частоте вращения «вала» гидровращателя $n_{\max} = 12 \text{ мин}^{-1}$, отклонения полезной мощности от номинального значения у модернизированного гидровращателя составляют около 9%, при максимальном перепада давлений $\Delta p_{\max} = 20 \text{ МПа}$. Зависимостью (рис. 5.16) полезной мощности от перепада давления рабочей жидкости серийного гидровращателя установлено, что частоты вращения «вала», изменяемые в диапазоне $n_{\min}$, n_n и $n_{\max}$ соответственно, практически не оказывают влияние на изменение полезной мощности серийного гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости в диапазоне (от 6,3 МПа до 16 МПа).

Выходные характеристики (рис. 5.16) полезной мощности в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 55% выше, чем у серийного, и соответственно, равны $M_{kp_n} = 10,66 \text{ Н}\cdot\text{м}$ и $4,77 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

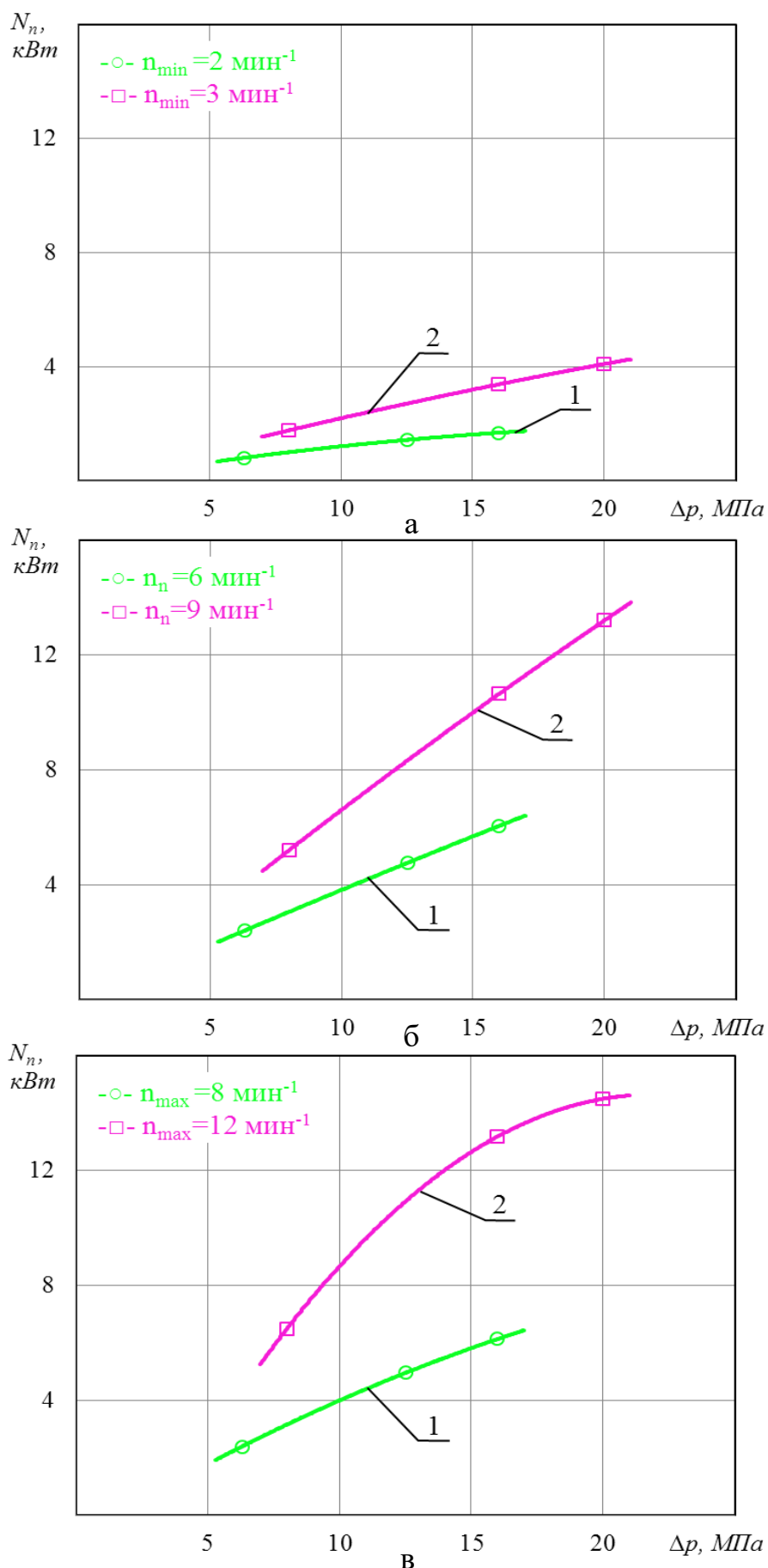


Рис. 5.16. Зависимость полезной мощности гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости при разных частотах вращения:
1 – серийный гидровращатель; 2 – модернизированный гидровращатель

Анализ зависимости (рис. 5.17) затрачиваемой мощности модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от частоты вращения «вала» показывает, что перепад давления рабочей жидкости в диапазоне $0,5\Delta p_n$, Δp_n и $\Delta p_{\max}$, соответственно, практически не оказывает влияния на изменение затрачиваемой мощности от частоты вращения «вала» во всем диапазоне изменения оборотов от 3 мин^{-1} до 12 мин^{-1} для модернизированного гидровращателя.

Зависимостью (рис. 5.17) затрачиваемой мощности от частоты вращения «вала» серийного гидровращателя так же установлено, что перепад давлений рабочей жидкости, изменяемый в диапазоне $0,5\Delta p_n$, Δp_n и $\Delta p_{\max}$, соответственно, так же практически не оказывает влияния на изменение затрачиваемой мощности серийного гидровращателя от частоты вращения его «вала» в диапазоне от 2 мин^{-1} до 8 мин^{-1} .

Выходные характеристики (рис. 5.17) затрачиваемой мощности в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 40 % выше, чем у серийного и соответственно равны $N_{з_n} = 8,13 \text{ кВт}$ и $4,84 \text{ кВт}$ при номинальных оборотах для перепада давлений рабочей жидкости равного $0,5\Delta p_n$ и $N_{з_n} = 16,27 \text{ кВт}$ и $9,6 \text{ кВт}$ - для перепада давлений равного Δp_n . Для перепада давления равного $\Delta p_{\max}$, выходные характеристики (рис. 5.17) затрачиваемой мощности в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 20 % выше, чем у серийного, и соответственно, равны $N_{з_n} = 20,33 \text{ кВт}$ и $16,8 \text{ кВт}$.

Анализ зависимости (рис. 5.18) затрачиваемой мощности модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от перепада давлений рабочей жидкости показывает, что частота вращения «вала» гидровращателя, изменяемая в диапазоне $n_{\min}$, n_n и $n_{\max}$, соответственно, практически не оказывает влияния на изменение затрачиваемой мощности от перепада давлений во всем диапазоне его изменения (от 8 МПа до 20 МПа).

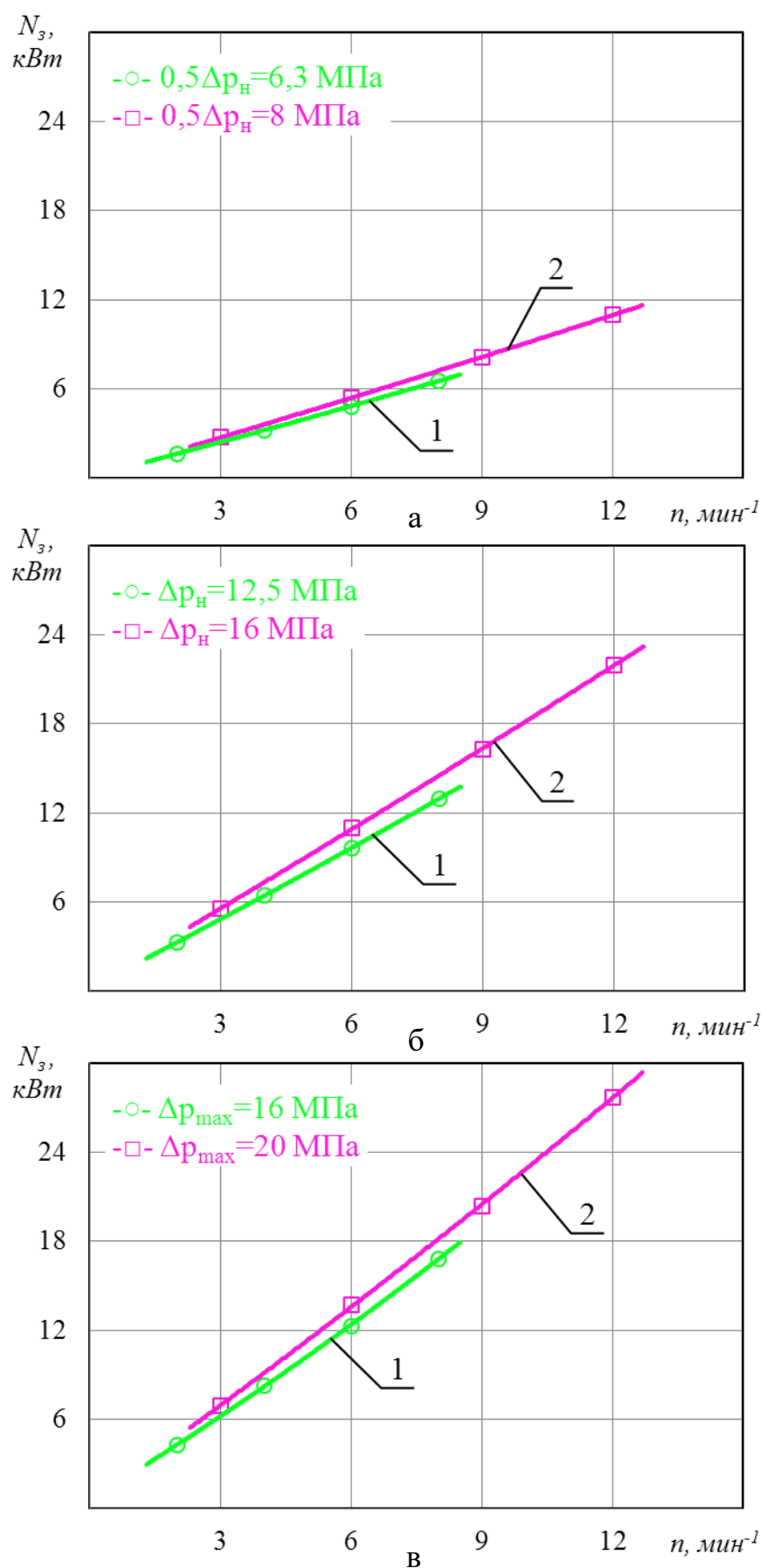


Рис. 5.17. Зависимость затрачиваемой мощности гидровращателя от частоты вращения при разных перепадах давления:
1 – серийный гидровращатель; 2 – модернизированный гидровращатель

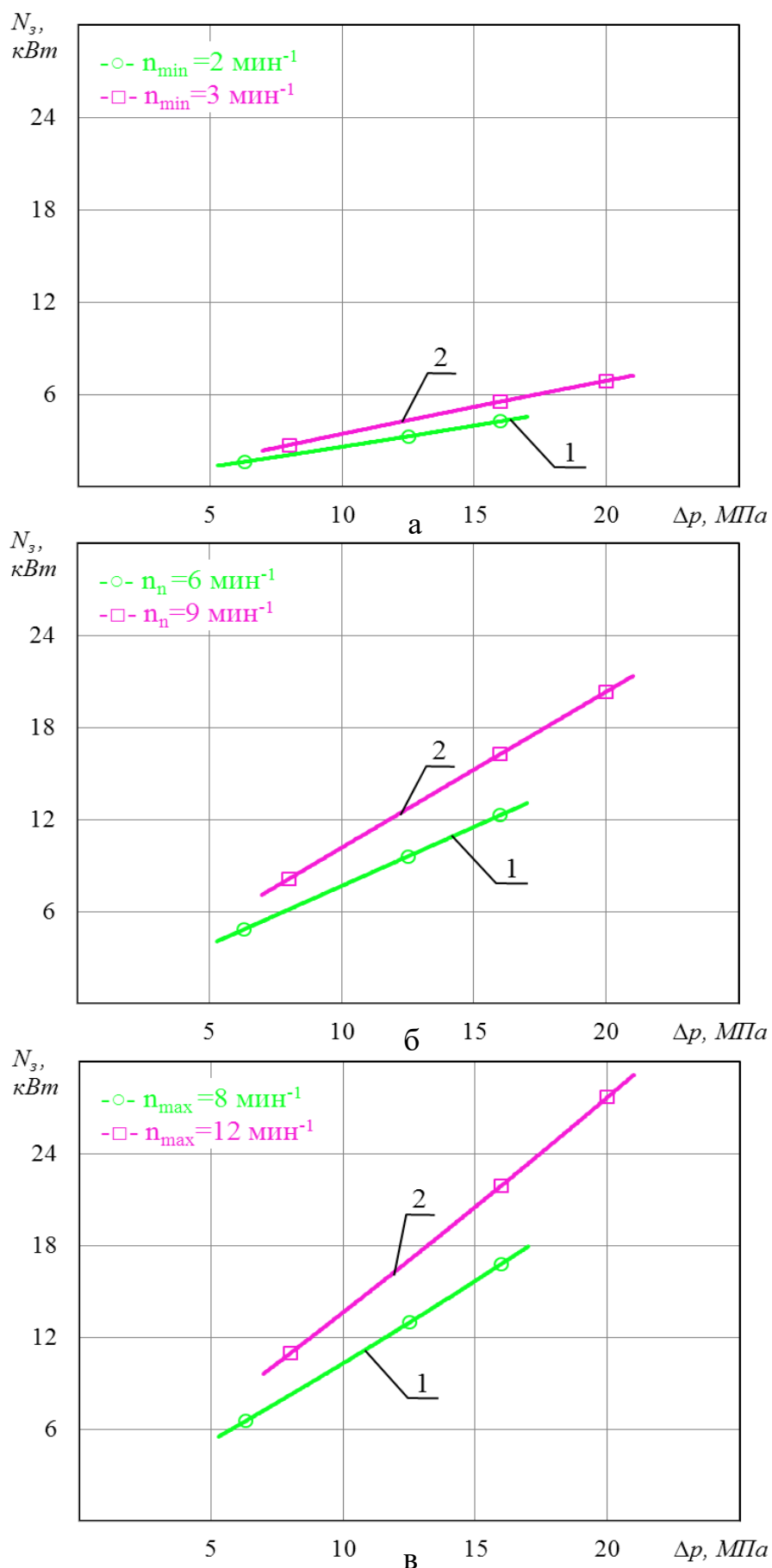


Рис. 5.18. Зависимость затрачиваемой мощности гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости при разных частотах вращения:
1 – серийный гидровращатель; 2 – модернизированный гидровращатель

Зависимостью (рис. 5.18) затрачиваемой мощности от перепада давлений рабочей жидкости серийного гидровращателя установлено, что частоты вращения «вала», изменяемые в диапазоне $n_{\min}$, n_n и $n_{\max}$, соответственно, практически не оказывает влияния на изменение затрачиваемой мощности серийного гидровращателя от перепада давлений рабочей жидкости в диапазоне от 6,3 МПа до 16 МПа.

Выходные характеристики (рис. 5.18) затрачиваемой мощности в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 41% выше, чем у серийного, и соответственно, равны $N_{3_n} = 16,27 \text{ кВт}$ и $9,6 \text{ кВт}$.

Анализ зависимости (рис. 5.19) гидромеханического КПД модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от частоты вращения «вала» показывает, что перепад давлений рабочей жидкости в диапазоне $0,5\Delta p_n$, Δp_n и $\Delta p_{\max}$, достаточно значимо влияет на изменение гидромеханического КПД от частоты вращения «вала» во всем диапазоне изменения оборотов от 3 мин^{-1} до 12 мин^{-1} для модернизированного гидровращателя.

При минимальном перепаде давления $\Delta p_{\min}$ и минимальных оборотах $n_{\min}$ у модернизированного гидровращателя гидромеханический КПД превышает на 2% свое номинальное значение и составляет 0,704, а при максимальных оборотах $n_{\min} = 12 \text{ мин}^{-1}$ - гидромеханический КПД на 7% ниже своего номинального значения и составляет 0,644.

При номинальном перепаде давления $\Delta p_{\min}$ и минимальных оборотах $n_{\min} = 3 \text{ мин}^{-1}$, у модернизированного гидровращателя, гидромеханический КПД ниже на 5% своего номинального значения и составляет 0,673, а при максимальных оборотах $n_{\min} = 12 \text{ мин}^{-1}$ - на 7% ниже и составляет 0,654.

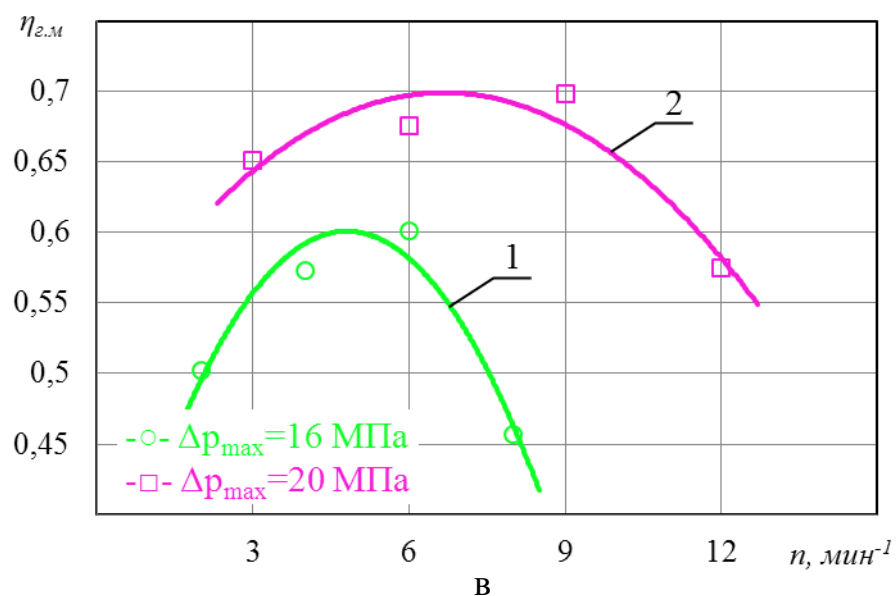
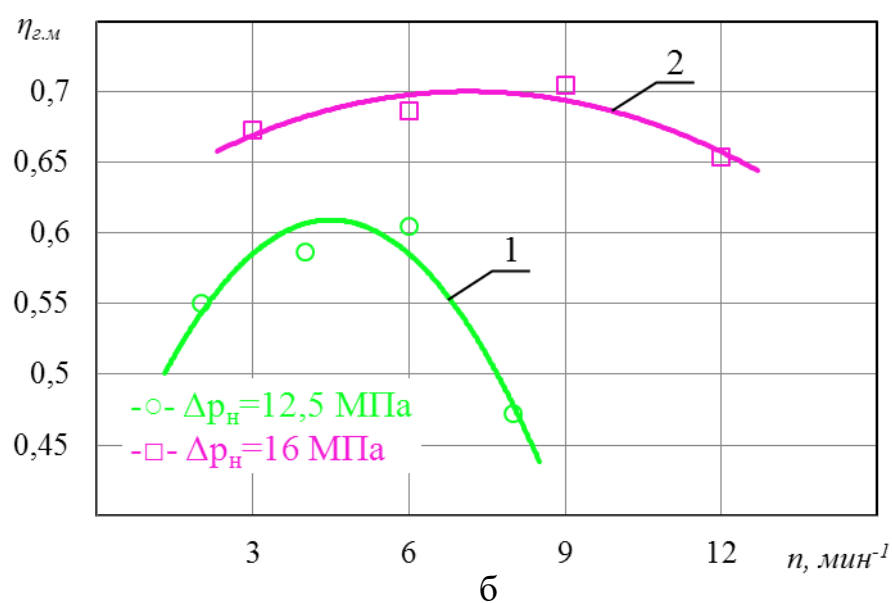
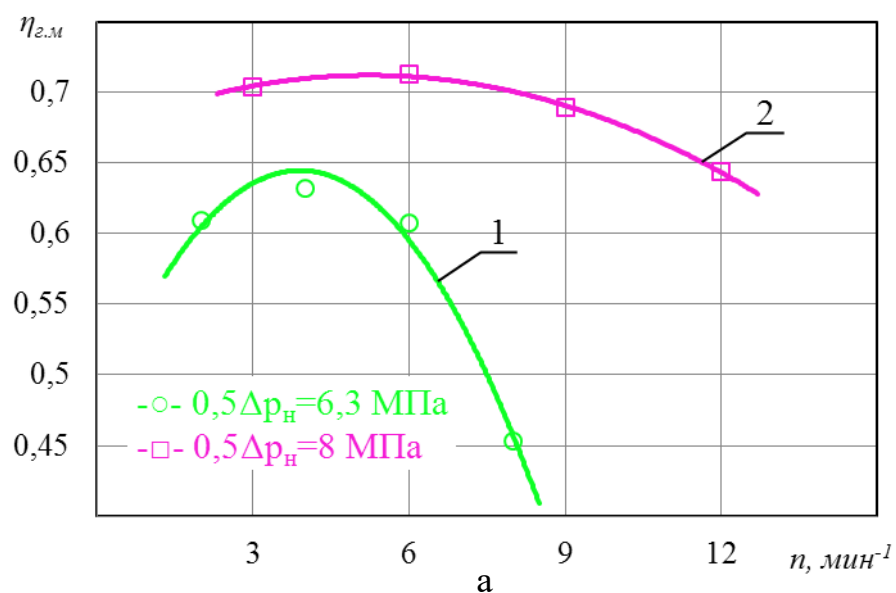


Рис. 5.19. Зависимость гидромеханического КПД гидровращателя от частоты вращения при разных перепадах давления:
1 – серийный гидровращатель; 2 – модернизированный гидровращатель

При максимальном перепаде давления $\Delta p_{\min}$ и минимальных оборотах $n_{\min} = 3 \text{ мин}^{-1}$, у модернизированного гидровращателя, гидромеханический КПД ниже на 7% своего номинального значения и составляет 0,651, а при максимальных оборотах $n_{\min} = 12 \text{ мин}^{-1}$ - гидромеханический КПД на 18% ниже своего номинального значения и составляет 0,575.

Зависимостью (рис. 5.19) гидромеханического КПД от частоты вращения «вала» серийного гидровращателя так же установлено, что при минимальном перепаде давления $\Delta p_{\min}$ и минимальных оборотах $n_{\min} = 2 \text{ мин}^{-1}$ у серийного гидровращателя гидромеханический КПД практически не отличается от своего номинального значения и составляет 0,609, а при $n_{\min} = 4 \text{ мин}^{-1}$ превышает на 4% свое номинальное значение и составляет 0,632. При максимальных оборотах $n_{\min} = 8 \text{ мин}^{-1}$ - гидромеханический КПД серийного гидровращателя на 25% ниже своего номинального значения и равен 0,453.

При номинальном перепаде давления $\Delta p_{\min}$ и минимальных оборотах $n_{\min} = 2 \text{ мин}^{-1}$ у серийного гидровращателя гидромеханический КПД на 9% ниже своего номинального значения и составляет 0,55, а при максимальных оборотах $n_{\min} = 8 \text{ мин}^{-1}$ - на 22% ниже и составляет 0,472.

При максимальном перепаде давления $\Delta p_{\min}$ и минимальных оборотах $n_{\min} = 2 \text{ мин}^{-1}$ у серийного гидровращателя гидромеханический КПД на 16% ниже своего номинального значения и составляет 0,502, а при максимальных оборотах $n_{\min} = 8 \text{ мин}^{-1}$ - гидромеханический КПД на 24% ниже своего номинального значения и составляет 0,457.

Выходные характеристики (рис. 5.19) гидромеханического КПД в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 13 % выше, чем у серийного и равны $\eta_{\text{мн}} = 0,689$ и 0,608 при номинальных оборотах для перепада давлений рабочей жидкости равного $0,5\Delta p_{\text{н}}$

и $\eta_{m_n} = 0,705$ и $0,605$ - для перепада давлений равного Δp_n . Для перепада давления равного $\Delta p_{\max}$, выходные характеристики (рис. 5.19) гидромеханического КПД в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 34 % выше, чем у серийного, и соответственно, равны $\eta_{m_n} = 0,698$ и $0,457$.

Анализ зависимости (рис. 5.20) гидромеханического КПД модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от перепада давлений рабочей жидкости показывает, что частота вращения «вала» гидровращателя, изменяемая в диапазоне от $n_{\min}$ до n_n , практически не оказывает влияния на изменение гидромеханического КПД от перепада давлений во всем диапазоне его изменения (от 8 МПа до 20 МПа).

При максимальной частоте вращения $n_{\max}$ и величине давления равной $0,5\Delta p_n$, у модернизированного гидровращателя, гидромеханический КПД на 1,5% ниже своего номинального значения и составляет 0,644, а при давлении равном $\Delta p_{\max}$ - гидромеханический КПД на 12% ниже своего номинального значения и составляет 0,575.

Зависимостью (рис. 5.20) гидромеханического КПД от перепада давлений рабочей жидкости серийного гидровращателя установлено, что частоты вращения «вала», изменяемые в диапазоне от $n_{\min}$ до n_n , практически не оказывает влияния на изменение гидромеханического КПД серийного гидровращателя от перепад давлений рабочей жидкости в диапазоне (от 6,3 МПа до 16 МПа).

При максимальной частоте вращения $n_{\max}$ и величине давления равном $0,5\Delta p_n$ у серийного гидровращателя гидромеханический КПД на 4% ниже своего номинального значения и составляет 0,453, а при величине давления равном $\Delta p_{\max}$ - гидромеханический КПД на 3% ниже своего номинального значения и составляет 0,457.

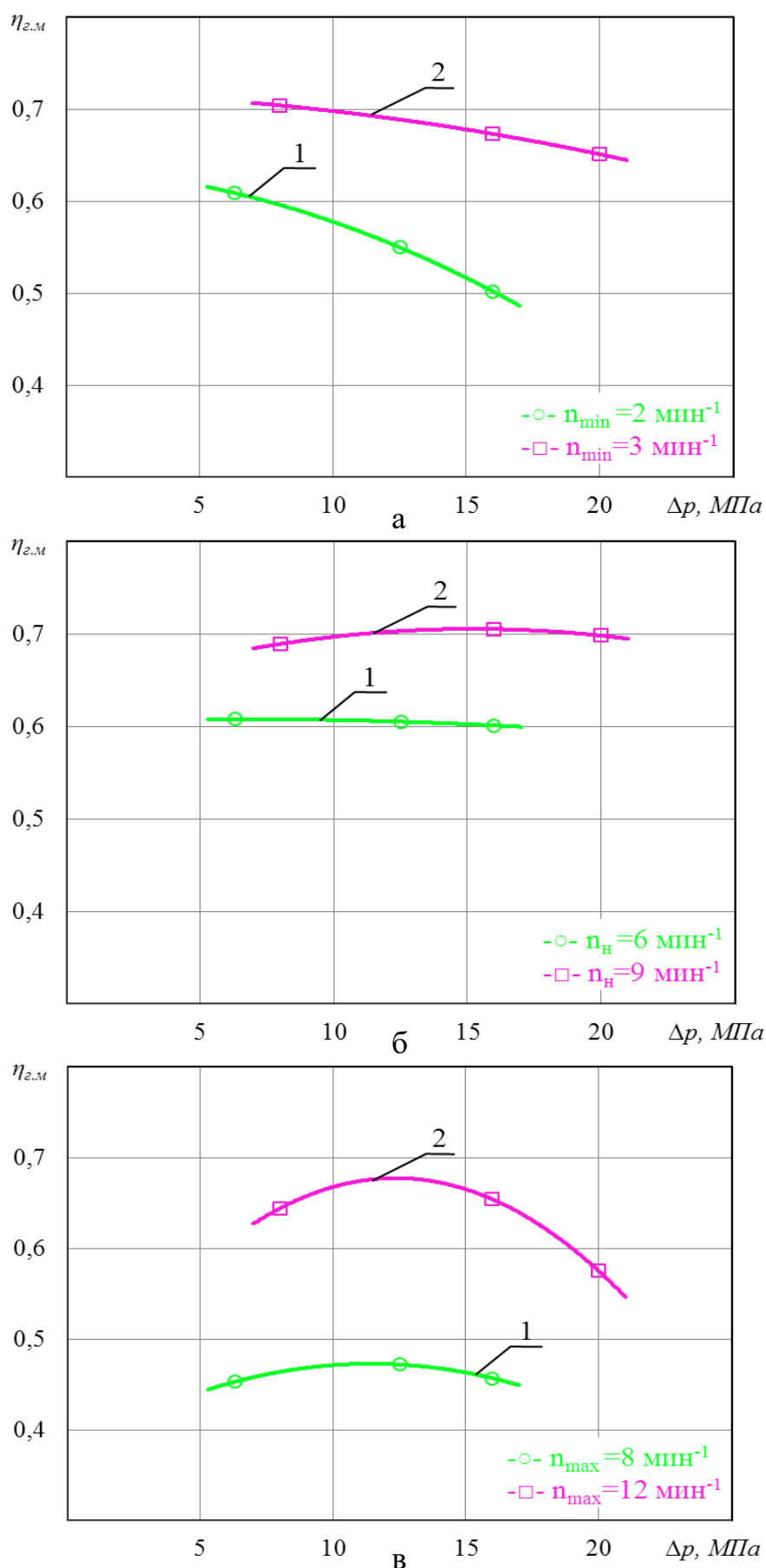


Рис. 5.20. Зависимость гидромеханического КПД гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости при разных частотах вращения:
1 – серийный гидровращатель; 2 – модернизированный гидровращатель

Выходные характеристики (рис. 5.20) гидромеханического КПД в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 14 % выше, чем у серийного, и соответственно, равны $\eta_{m_n} = 0,705$ и 0,605.

Анализ зависимости (рис. 5.21) объемного КПД модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от частоты вращения «вала» показывает, что перепад давлений рабочей жидкости в диапазоне $0,5\Delta p_n$, Δp_n и Δp_{max} практически не оказывает влияния на изменение объемного КПД от частоты вращения «вала» во всем диапазоне изменения от 3 мин^{-1} до 12 мин^{-1} для модернизированного гидровращателя. Отклонения объемного КПД от номинального значения у модернизированного гидровращателя составляют до 2 %.

Зависимостью (рис. 5.21) объемного КПД от частоты вращения «вала» серийного гидровращателя так же установлено, что перепад давлений жидкости, изменяемый в диапазоне $0,5\Delta p_n$ и Δp_n , оказывает не значительное влияние на изменение объемного КПД серийного гидровращателя от частоты вращения его «вала» в диапазоне от 2 мин^{-1} до 8 мин^{-1} и достигает 3%.

При максимальном перепаде давления Δp_{min} и минимальных оборотах $n_{min} = 2 \text{ мин}^{-1}$ у серийного гидровращателя объемный КПД на 4% ниже своего номинального значения и составляет 0,787, а при максимальных оборотах $n_{min} = 8 \text{ мин}^{-1}$ - объемный КПД на 2% ниже своего номинального значения и составляет 0,801.

Выходные характеристики (рис. 5.21) объемного КПД в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 12 % выше, чем у серийного, и соответственно, равны $\eta_{об} = 0,929$ и 0,819 при номинальных оборотах для перепада давлений рабочей жидкости равного $0,5\Delta p_n$, Δp_n и Δp_{max} , соответственно.

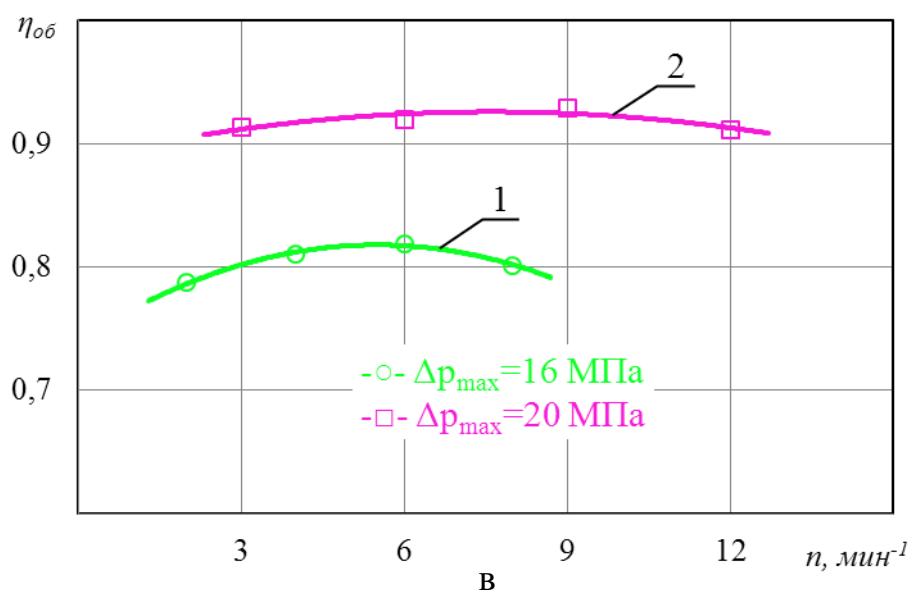
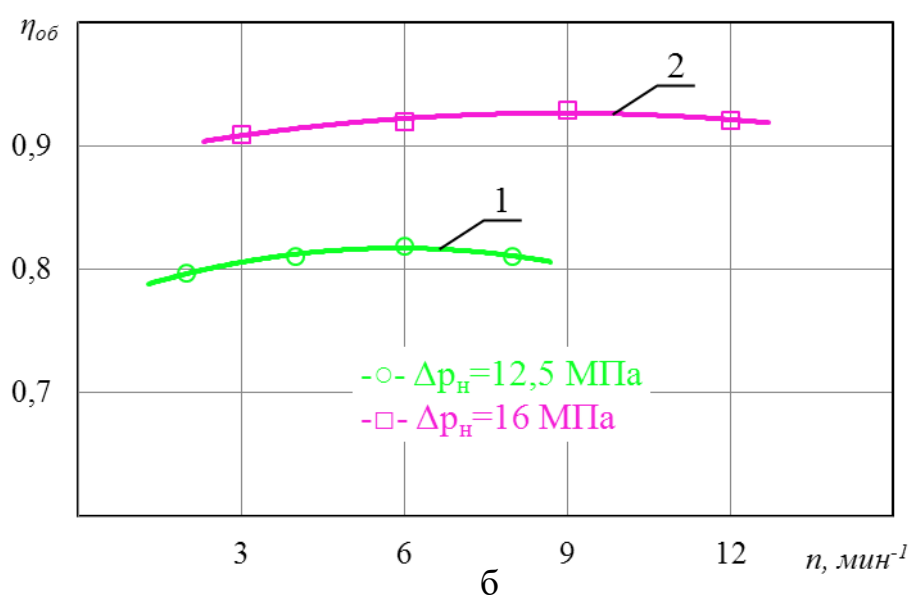
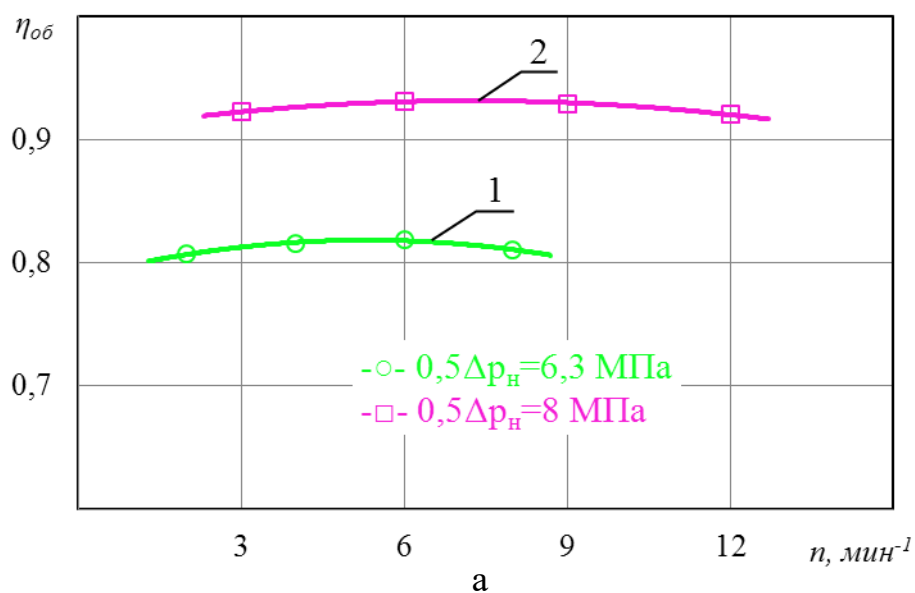


Рис. 5.21. Зависимость объемного КПД гидровращателя от частоты вращения при разных перепадах давления:
1 – серийный гидровращатель; 2 – модернизированный гидровращатель

Анализ зависимости (рис. 5.22) объемного КПД модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от перепада давлений рабочей жидкости показывает, что частота вращения «вала» гидровращателя, изменяемая в диапазоне $n_{\min}$, n_n и $n_{\max}$, практически не оказывает влияния на изменение объемного КПД от перепада давлений во всем диапазоне его изменения (от 8 МПа до 20 МПа).

Зависимостью (рис. 5.22) объемного КПД от перепада давлений рабочей жидкости серийного гидровращателя установлено, что частоты вращения «вала», изменяемые в диапазоне $n_{\min}$, n_n и $n_{\max}$, практически не оказывает влияния на изменение объемного КПД серийного гидровращателя от перепада давлений рабочей жидкости в диапазоне (от 6,3 МПа до 16 МПа).

Выходные характеристики (рис. 5.22) объемного КПД в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 12 % выше, чем у серийного, и соответственно, равны $\eta_{m_n} = 0,929$ и 0,819.

Анализ зависимости (рис. 5.23) общего КПД модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от частоты вращения «вала» показывает, что перепад давлений рабочей жидкости в диапазоне $0,5\Delta p_n$, Δp_n и $\Delta p_{\max}$, достаточно значимо влияет на изменение общего КПД от частоты вращения «вала» во всем диапазоне изменения оборотов от 3 мин^{-1} до 12 мин^{-1} для модернизированного гидровращателя.

При минимальном перепаде давления $\Delta p_{\min}$ и минимальных оборотах $n_{\min} = 3 \text{ мин}^{-1}$ у модернизированного гидровращателя общий КПД превышает на 1,5% свое номинальное значение, и составляет 0,649, а при максимальных оборотах $n_{\min} = 12 \text{ мин}^{-1}$ - общий КПД на 7% ниже своего номинального значения и составляет 0,592.

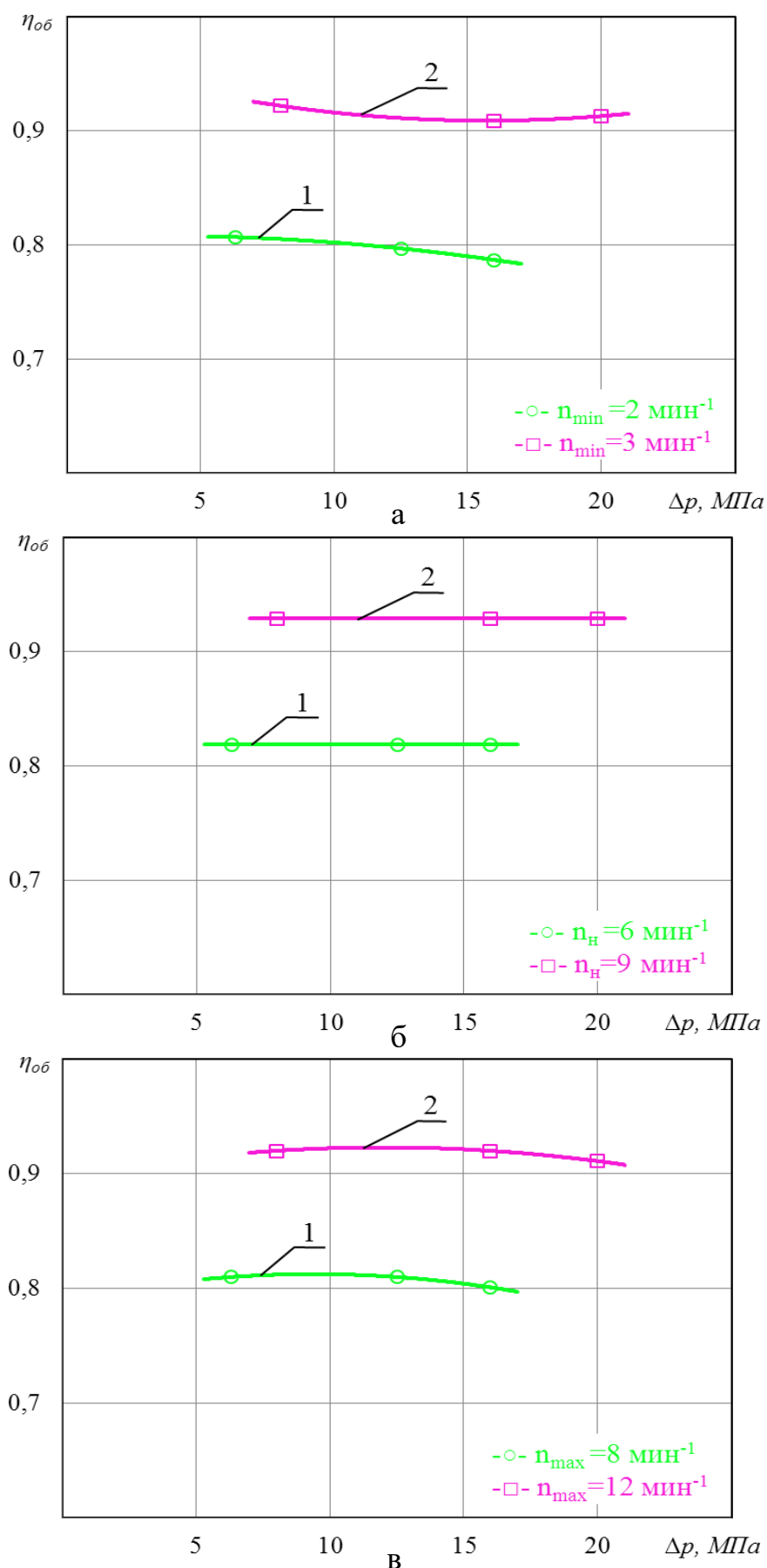


Рис. 5.22. Зависимость объемного КПД гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости при разных частотах вращения:
1 – серийный гидровращатель; 2 – модернизированный гидровращатель

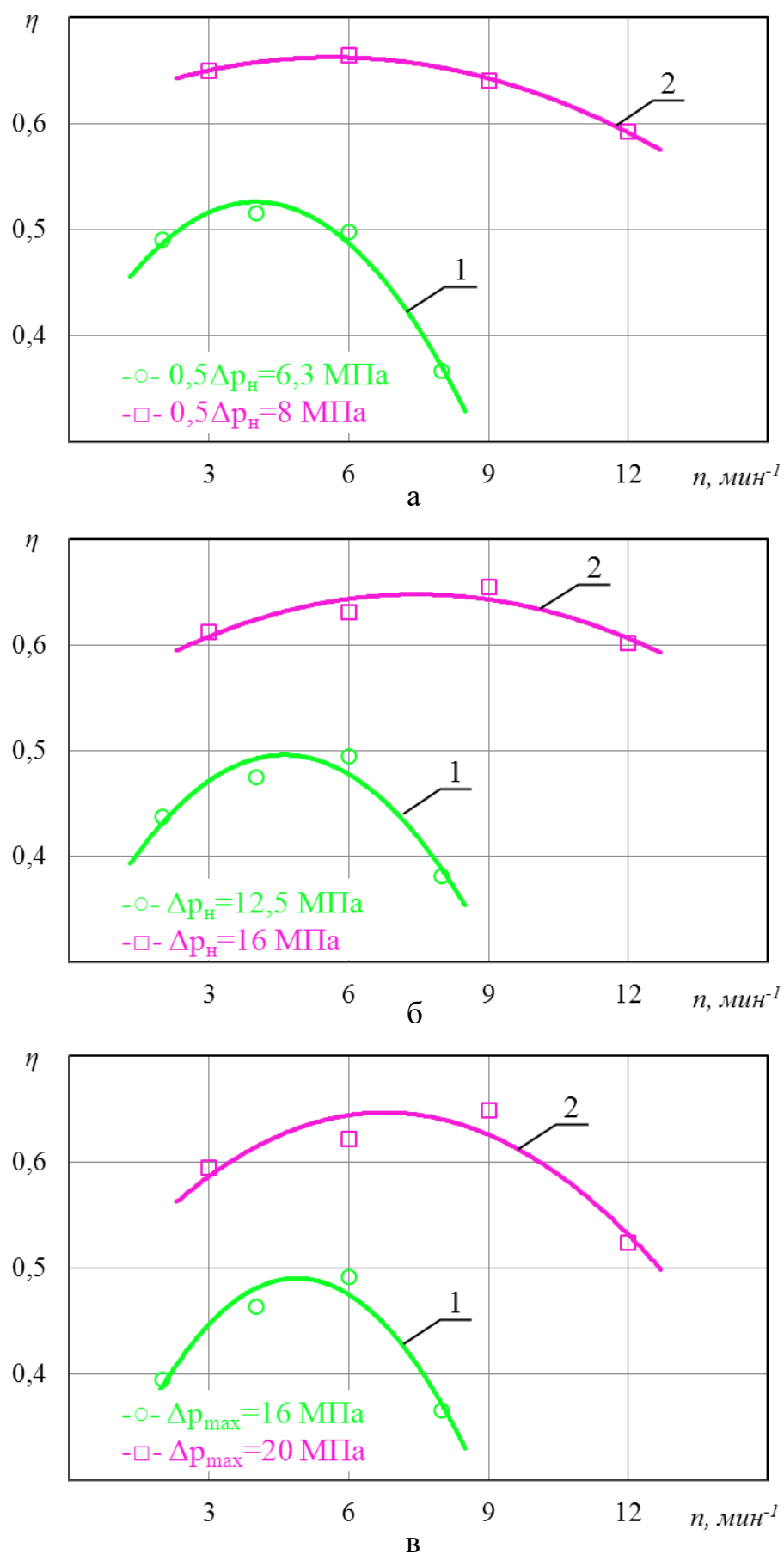


Рис. 5.23. Зависимость общего КПД гидровращателя от частоты вращения при разных перепадах давления:
1 – серийный гидровращатель; 2 – модернизированный гидровращатель

При номинальном перепаде давления $\Delta p_{\min}$ и минимальных оборотах $n_{\min} = 3 \text{ мин}^{-1}$ у модернизированного гидровращателя общий КПД на 7% ниже своего номинального значения и составляет 0,612, а при максимальных оборотах $n_{\min} = 12 \text{ мин}^{-1}$ - общий КПД на 8% ниже и составляет 0,602.

При максимальном перепаде давления $\Delta p_{\min}$ и минимальных оборотах $n_{\min} = 3 \text{ мин}^{-1}$ у модернизированного гидровращателя общий КПД на 8% ниже своего номинального значения и составляет 0,594, а при максимальных оборотах $n_{\min} = 12 \text{ мин}^{-1}$ - общий КПД на 19% ниже своего номинального значения и составляет 0,524.

Зависимостью (рис. 5.23) общего КПД от частоты вращения «вала» серийного гидровращателя так же установлено, что при минимальном перепаде давления $\Delta p_{\min}$ и минимальных оборотах $n_{\min} = 2 \text{ мин}^{-1}$ у серийного гидровращателя общий КПД на 1,5% превышает свое номинальное значение и составляет 0,491, а при максимальных оборотах $n_{\max} = 8 \text{ мин}^{-1}$ - общий КПД на 26% ниже своего номинального значения и составляет 0,367.

При номинальном перепаде давления $\Delta p_{\text{ном}}$ и минимальных оборотах $n_{\min} = 2 \text{ мин}^{-1}$ у серийного гидровращателя общий КПД на 12% ниже своего номинального значения и составляет 0,438, а при максимальных оборотах $n_{\max} = 8 \text{ мин}^{-1}$ - общий КПД на 23% ниже и составляет 0,382.

При максимальном перепаде давления $\Delta p_{\max}$ и минимальных оборотах $n_{\min} = 2 \text{ мин}^{-1}$ у серийного гидровращателя общий КПД на 20% ниже своего номинального значения и составляет 0,395, а при максимальных оборотах $n_{\max} = 8 \text{ мин}^{-1}$ - общий КПД на 26% ниже своего номинального значения и составляет 0,366.

Выходные характеристики (рис. 5.23) общего КПД в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 22% выше, чем у серийного, и соответственно, равны 0,640 и 0,498 при номиналь-

ных оборотах для перепада давлений рабочей жидкости равного $0,5\Delta p_n$. Для перепада давлений равного Δp_n и $\Delta p_{\max}$ значения общего КПД в номинальном режиме (рис. 5.23) у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 24% выше, чем у серийного, и соответственно равны, при Δp_n – 0,655 и 0,495 и 0,648 и 0,492 – при $\Delta p_{\max}$.

Анализ зависимости (рис. 5.24) общего КПД модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа от перепада давлений рабочей жидкости показывает, что частота вращения «вала» гидровращателя, изменяемая в диапазоне от $n_{\min}$ до n_n , практически не оказывает влияния на изменение общего КПД от перепада давлений во всем диапазоне его изменения (от 8 МПа до 20 МПа).

При максимальной частоте вращения $n_{\max}$ и величине давления равной $0,5\Delta p_n$ у модернизированного гидровращателя общий КПД на 2% ниже своего номинального значения и составляет 0,592, а при величине давления равной $\Delta p_{\max}$ – общий КПД на 13% ниже своего номинального значения и составляет 0,524.

Зависимостью (рис. 5.24) общего КПД от перепада давлений рабочей жидкости серийного гидровращателя установлено, что частоты вращения «вала», изменяемые в диапазоне от $n_{\min}$ до n_n , практически не оказывает влияния на изменение общего КПД серийного гидровращателя от перепад давлений рабочей жидкости в диапазоне (от 6,3 МПа до 16 МПа).

При максимальной частоте вращения $n_{\max}$ и величине давления равной $0,5\Delta p_n$ и $\Delta p_{\max}$ у серийного гидровращателя, общий КПД на 4% ниже своего номинального значения и составляет 0,367 и 0,366, соответственно.

Выходные характеристики (рис. 5.24) общего КПД в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 24 % выше, чем у серийного, и соответственно, равны $\eta_{m_n} = 0,655$ и 0,495.

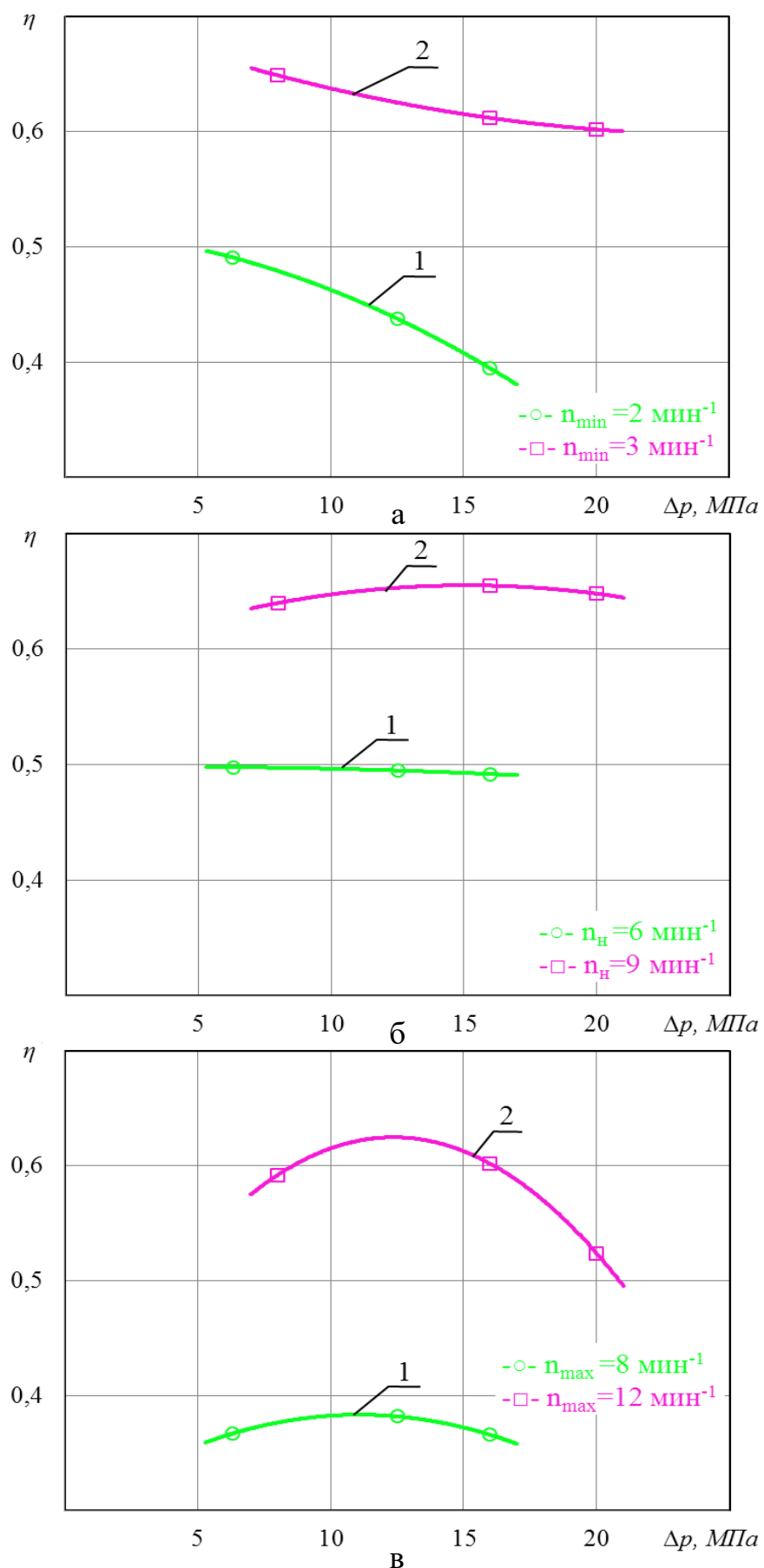


Рис. 5.24. Зависимость общего КПД гидровращателя от перепада давления рабочей жидкости при разных частотах вращения:
1 – серийный гидровращатель; 2 – модернизированный гидровращатель

Адекватность теоретических и экспериментальных исследований определялась, по критерию Фишера (Приложение А). Установлено, что полученные математические модели гидроагрегата с приводным двигателем и упруго-инерционной нагрузкой адекватно описывают взаимосвязь функциональных и геометрических параметров гидроагрегата с гидровращателем планетарного типа, с вероятностью $\alpha = 0,95$.

5.4. Выводы

В результате выполненных экспериментальных исследований можно сделать следующие выводы:

- для испытания семейства унифицированного ряда высокомоментных гидравлических вращателей планетарного типа, с рабочим объемом $2000 \dots 8000 \text{ см}^3$, разработана схема стенда для проведения испытаний гидровращателей, обоснованы и выбраны его элементы, разработаны методики проведения экспериментальных исследований;

- для определения зоны изменения функциональных параметров серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа и определения влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их выходных характеристик проводился полнофакторный эксперимент с использованием гидравлических вращателей планетарного типа с рабочим объемом 6300 см^3 . Основными входными (изменяющимися) факторами являлись: перепад давлений рабочей жидкости, частота вращения «вала» гидровращателя. Незменными факторами являлись: температура рабочей жидкости, кинематическая вязкость рабочей жидкости и тонкость фильтрации рабочей жидкости. В качестве функций откликов выбирались: действительный расход рабочей жидкости, крутящий момент на «валу» гидровращателя, мощность гидровращателя полезная, мощность гидровращателя затраченная, объемный КПД гидровращателя, механический КПД гидровращателя и общий КПД гидро-

вращателя;

- проведенные исследования с использованием методики полнофакторного эксперимента, позволили получить уравнения регрессии, описывающие изменение функциональных параметров серийного гидравлического вращателя планетарного типа в диапазоне изменения перепада давления $\Delta p = 6,3...16 \text{ МПа}$ и частоты вращения $n = 2...8 \text{ мин}^{-1}$, а так же изменение функциональных параметров модернизированного гидравлического вращателя планетарного типа в диапазоне изменения перепада давления $\Delta p = 8...20 \text{ МПа}$ и частоты вращения $n = 3...12 \text{ мин}^{-1}$;

- проведенные исследования с использованием методики полнофакторного эксперимента, позволили получить уравнения регрессии, описывающие изменение влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их функциональных характеристик в диапазоне изменения перепада давления $\Delta p = 6...16 \text{ МПа}$ и частоты вращения $n = 2...8 \text{ мин}^{-1}$;

- перепад давлений рабочей жидкости, изменяемый в диапазоне от $0,5\Delta p_n$ до $\Delta p_{\max}$, практически не оказывает никакого влияния на изменение частоты вращения «вала» во всем диапазоне изменения расхода рабочей жидкости как для модернизированного, так и для серийного гидровращателя, при этом частота вращения «вала» модернизированного гидравлического вращателя в номинальном режиме на 33% выше, чем у серийного;

- изменение расхода рабочей жидкости в диапазоне от $Q_{\min}$ до $Q_{\max}$ для модернизированного и серийного гидровращателей, оказывает незначительное влияние (4...6 %) на изменение частоты вращения «вала» гидровращателя во всем диапазоне изменения перепада давлений рабочей жидкости, при этом частота вращения «вала» модернизированного гидравлического вращателя примерно на 33% выше, чем у серийного, и соответственно, равна при минимальном расходе $n = 3 \text{ мин}^{-1}$ и 2 мин^{-1} , при номинальном расходе $n = 9 \text{ мин}^{-1}$ и 6 мин^{-1} и при максимальном расходе $n = 12,5 \text{ мин}^{-1}$ и 8 мин^{-1} ;

– анализ зависимости крутящего момента модернизированного и серийного гидровращателей от частоты вращения их «вала» показывает, что значения крутящего момента в номинальном режиме у модернизированного гидровращателя при номинальных оборотах, примерно на 33% выше, чем у серийного, а отклонения значений крутящего момента от номинального значения у модернизированного гидровращателя составляют 7...18 %, при этом изменение крутящего момента у серийного гидровращателя достигает 25 %;

– анализ зависимости крутящего момента модернизированного и серийного гидровращателей от перепада давлений рабочей жидкости показывает, что частота вращения «вала» гидровращателя практически не оказывает влияния на изменение крутящего момента, а выходные характеристики крутящего момента в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 33% выше, чем у серийного;

– анализ зависимости полезной мощности модернизированного гидровращателя от частоты вращения «вала» показывает, что перепад давлений рабочей жидкости практически не оказывает влияния на отклонения значений полезной мощности от номинального значения и составляют 3%, а у серийного они значительно выше и достигают 23 %, при этом значения полезной мощности в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 55 % выше, чем у серийного;

– анализ зависимости полезной мощности серийного и модернизированного гидровращателей от перепада давлений рабочей жидкости показывает, что частота вращения «вала» практически не оказывает влияния на изменение их полезной мощности, при этом значения полезной мощности в номинальном режиме у модернизированного вращателя на 55% выше, чем у серийного;

– анализ зависимости затрачиваемой мощности серийного и модернизированного гидровращателей от частоты вращения «вала» показывает, что перепад давлений рабочей жидкости практически не оказывает влияния на изменение их затрачиваемой мощности, при этом выходные характеристики

затрачиваемой мощности в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 40 % выше, чем у серийного;

– анализ зависимости затрачиваемой мощности серийного и модернизированного гидровращателей от перепада давлений рабочей жидкости показывает, что частота вращения «вала» гидровращателя практически не оказывает влияния на изменение их затрачиваемой мощности, а выходные характеристики затрачиваемой мощности в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 41% выше, чем у серийного;

– анализ зависимости гидромеханического КПД серийного и модернизированного гидровращателей от частоты вращения «вала» показывает, что перепад давлений рабочей жидкости, достаточно значимо влияет на изменение их гидромеханического КПД, отклонения значений которого от номинального значения у модернизированного гидровращателя составляют от 7% до 18%, а у серийного – 16...25%, при этом выходные характеристики гидромеханического КПД в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя от 13 % до 34 % выше, чем у серийного;

– анализ зависимости гидромеханического КПД серийного и модернизированного гидровращателей от перепада давлений рабочей жидкости практически не оказывает влияния на изменение их гидромеханического КПД, при этом выходные характеристики гидромеханического КПД в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 14 % выше, чем у серийного;

– анализ зависимости объемного КПД серийного и модернизированного гидровращателей от частоты вращения «вала» показывает, что перепад давлений рабочей жидкости практически не оказывает влияния на изменение их объемного КПД, при этом выходные характеристики объемного КПД в номинальном режиме у модернизированного вращателя примерно на 12 % выше, чем у серийного;

– анализ зависимости объемного КПД серийного и модернизированно-

го гидровращателей от перепада давлений рабочей жидкости показывает, что частота вращения «вала» гидровращателя практически не оказывает влияния на изменение их объемного КПД, при этом выходные характеристики объемного КПД в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 12 % выше, чем у серийного;

- анализ зависимости общего КПД серийного и модернизированного гидровращателей от частоты вращения «вала» показывает, что перепад давлений рабочей жидкости достаточно значимо влияет на изменение их общего КПД, а отклонения общего КПД от номинального значения у модернизированного гидровращателя составляют до 8%, а у серийного – до 26%, при этом выходные характеристики общего КПД в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 22% выше чем у серийного;

- анализ зависимости общего КПД серийного и модернизированного гидровращателей от перепада давлений рабочей жидкости показывает, что частота вращения «вала» гидровращателя оказывает не значительное влияние на изменение их общего КПД, при этом выходные характеристики общего КПД в номинальном режиме у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 24 % выше, чем у серийного;

- в результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований установлено, что полученные математические модели адекватно описывают взаимосвязь функциональных и геометрических параметров гидроагрегата с гидровращателем планетарного типа, с вероятностью $\alpha = 0,95$.

РАЗДЕЛ 6

МЕТОДОЛОГИЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ГИДРОВРАЩАТЕЛЕЙ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ

6.1. Постановка задачи

Заключительный этап проведенных исследований, должен показать практическую значимость выполненной работы, оформленную в виде практических рекомендаций по проектированию и расчету модернизированных конструкций гидровращателей планетарного типа, рабочих чертежей модернизированных гидровращателей, таблиц с техническими характеристиками и другой конструкторской документации. Поэтому на данном, завершающем этапе предусмотрена разработка практических рекомендаций по:

- проектированию элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателей планетарного типа;
- проектированию унифицированного ряда высокомоментных гидровращателей планетарного типа с рабочими объемами 4000, 5000, 6300 и 8000 см³.

6.2. Методики проектирования элементов гидравлических вращателей планетарного типа

Исследования причин неудовлетворительной работы гидровращателей планетарного типа [11,59,84,173], обусловленных несовершенством конструкции формы элементов вытеснительной системы, а также геометрии проточных частей в распределительной системе [8,31,67,273,275,278] позволили выявить две основных системы, лимитирующих их эффективную работу: вытеснительную и распределительную системы.

Анализ конструктивных особенностей гидровращателей планетарного типа, теоретическое обоснование, математическое моделирование и экспериментальные исследования позволили получить рекомендации к проектирова-

нию вытеснительных и распределительных систем для унифицированного ряда гидровращателей планетарного типа и разработать методики проектирования, позволяющие повысить их выходные характеристики.

6.2.1. Методика ориентировочного расчета элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа.

При проектировании высокомоментного гидровращателя планетарного типа необходимо определить геометрические параметры элементов вытеснительной и распределительной систем с целью улучшения заполнения рабочих камер, образованных элементами его вытеснительной системы, рабочей жидкостью, а также увеличения пропускной способности непосредственной распределительной системы.

1. Задавшись количеством зубьев $Z_{ш}$ шестерни и $Z_{напр}$ направляющей определяются углы расположения:

– зубьев шестерни

$$\gamma_{ш_i} = \gamma_{1ш} + \frac{2\pi}{Z_{ш}}(i-1); \quad (6.1)$$

– зубьев направляющей

$$\gamma_{н_i} = \frac{2\pi}{Z_{напр}}(i-1). \quad (6.2)$$

2. Задавшись радиусом $R_{ш}$ расположения центров зубьев шестерни определяется радиус $R_{н}$ расположения центров зубьев направляющей

$$R_{н} = R_{ш} + \frac{r_{ш} + r_{н} + \sqrt{(r_{н} + r_{ш})^2 - \left(R_{ш} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{ш}}\right)^2} - R_{ш} \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_{ш}}\right)}{2}. \quad (6.3)$$

3. Считая, что зазор между соответствующими зубьями шестерни и направляющей в точках контакта K (рис. 2.9) равен нулю определяются радиусы

– зубьев шестерни

$$r_{ш} = R_{ш} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{ш}} - r_n; \quad (6.4)$$

– зубьев направляющей

$$r_n = \sqrt{R_{ш}^2 + (R_n - e)^2 - 2 \cdot (R_n - e) \cdot R_{ш} \cdot \cos \frac{\pi}{Z_{ш}}} - r_{ш}. \quad (6.5)$$

4. Определив геометрические параметры шестерни и направляющей определяется эксцентриситет

$$e = R_n - R_{ш} - \sqrt{(r_n + r_{ш})^2 - \left(R_{ш} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{ш}}\right)^2} + R_{ш} \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_{ш}}\right) \quad (6.6)$$

и зазоры между контактирующими зубьями элементов вытеснительной системы

$$\delta_i = M_i - (r_n + r_{ш}), \quad (6.7)$$

где M_i – межцентровые расстояния между центрами зубьев направляющей и шестерни, которые в зависимости от расположения зубьев, определяются по выражениям (6.17...6.33).

5. После того как все геометрические параметры элементов вытеснительной системы определены необходимо определить геометрические параметры элементов распределительной системы.

6. Зная радиус $R_{ш}$ расположения центров зубьев шестерни определяется радиус $R_{ш}^0$ расположения распределительных окон

$$R_{ш}^0 = R_{ш} - r_p. \quad (6.8)$$

7. Радиусы r_p распределительных окон шестерни и r_n окон нагнетания и $r_{сл}$ слива золотника выбираются так, чтобы выполнялось условие:

$$M \geq r_p + r_{кр} + 0,02. \quad (6.9)$$

для разграничения зоны нагнетания и слива.

8. Зная количество зубьев $Z_{ш}$ шестерни, и соответственно, количество распределительных окон $Z_{ш} = Z_p$ шестерни, а также $Z_{напр}$ направляющей, и соответственно, количество окон $Z_{напр} = Z_n$ нагнетания и $Z_{напр} = Z_{сл}$ слива крышки определяются углы расположения:

– распределительных окон шестерни

$$\alpha_i = \frac{2\pi}{Z_p}(i-1); \quad (6.10)$$

– окон нагнетания крышки

$$\beta_{n_i} = \beta_1 + \frac{2\pi}{Z_n} \cdot (i-1); \quad (6.11)$$

– окон слива крышки

$$\beta_{сл_i} = \frac{2\pi}{Z_{сл}} \cdot (i-1) - \beta_1. \quad (6.12)$$

9. Зная радиус $R_{ш}^0$ расположения распределительных окон шестерни определяется радиус $R_{кр}$ расположения окон нагнетания и слива крышки

$$R_{кр} = \sqrt{R_{ш}^{0\,2} - 2R_{ш}^0 \cdot \cos(\pi - \alpha_i) \cdot e + e^2}. \quad (6.13)$$

10. Определив геометрические параметры элементов распределительной системы определяется ее пропускная способность

$$S_i = \frac{r_p^2}{2} \left[2 \arccos \left(\frac{M_i^2 + r_p^2 - r_{кр}^2}{2M_i \cdot r_p} \right) - \sin \left(2 \arccos \left(\frac{M_i^2 + r_p^2 - r_{кр}^2}{2M_i \cdot r_p} \right) \right) \right] + \quad (6.14)$$

$$+ \frac{r_{кр}^2}{2} \left[2 \arcsin \left(\frac{r_p}{r_{кр}} \cdot \sin \frac{\varphi_{1i}}{2} \right) - \sin \left(2 \arcsin \left(\frac{r_p}{r_{кр}} \cdot \sin \frac{\varphi_{1i}}{2} \right) \right) \right],$$

где M_i – межцентровые расстояния между центрами распределительных окон шестерни и окон нагнетания и слива крышки, которые в зависимости от расположения окон, определяются по выражениям (6.36...6.60).

11. После ориентировочного расчета, производятся уточняющие расчеты геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем, связанные с присоединительными размерами и конструктивными особенностями гидровращателя для конкретной машины.

12. После определения геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа рассчитываются и подбираются уплотнительные элементы «вала» гидровращателя по известным методикам проектирования [90].

Разработанная методика позволяет проектировать элементы вытеснительной и распределительной систем гидровращателей планетарного типа с учетом их конструктивных особенностей.

6.2.2. Методика определения геометрических параметров элементов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа

Анализ кинематики движения вытеснительных элементов гидровращателей планетарного типа (шестерни и направляющей) при распределении потоков рабочей жидкости в рабочие камеры гидровращателя, позволил обосновать, что качественная работа распределительной системы определяется величиной зазоров между зубьями вытеснителей, образующими рабочие камеры. Поэтому, при проектировании элементов вытеснительной системы гидровращателей планетарного типа большое значение имеет определение рациональных значений зазоров (определяющихся геометрическими параметрами самих вытеснителей – шестерни и направляющей). Поэтому разработка методики определения геометрических параметров элементов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа является одним из важнейших этапов при проектировании гидровращателей.

Для определения зазоров между зубьями шестерни и направляющей вытеснительной системы разработана методика определения межцентровых расстояний M_i между центрами зубьев O_{ni} направляющей и $O_{ш_i}$ шестерни.

1. Определим межцентровые расстояния M_i между центрами зубьев

O_{n_i} направляющей и $O_{ш_i}$ шестерни в первой четверти (рис. 6.1) при условии:

$$0 \leq \gamma_{n_i} \leq \frac{\pi}{2}; 0 \leq \gamma_{ш_i} \leq \frac{\pi}{2}.$$

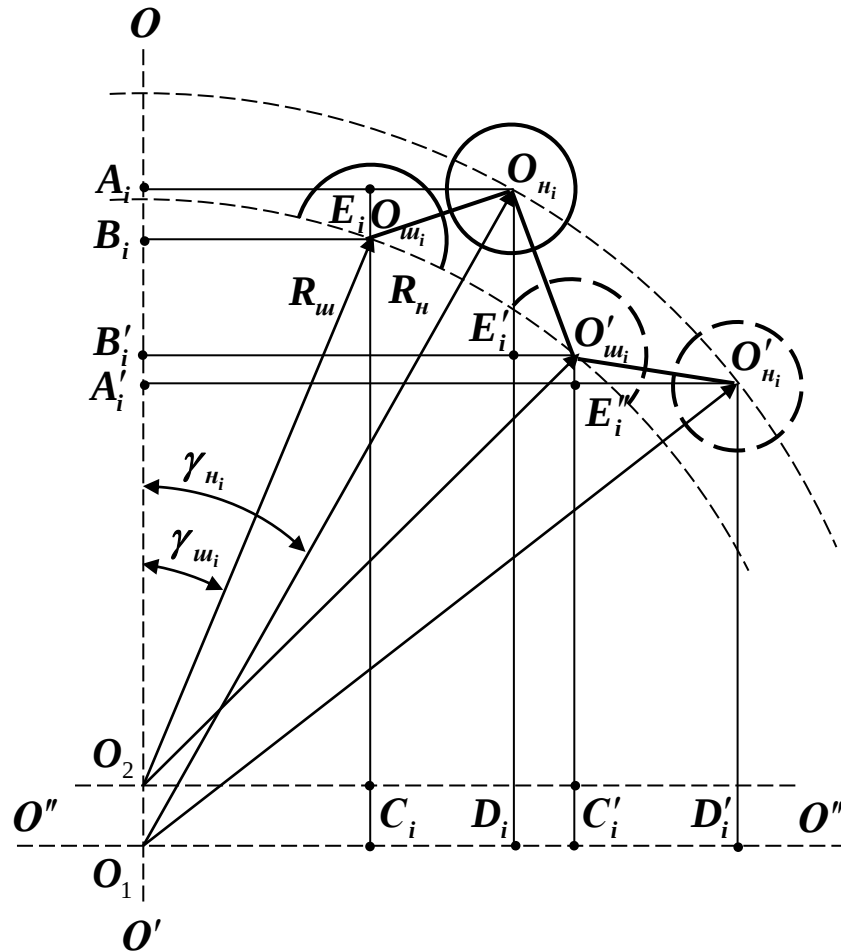


Рис. 6.1. Схема определения межцентрового расстояния в первой четверти

Расстояние между центром зуба направляющей O_{n_i} и центром зуба шестерни $O_{ш_i}$ обозначим M_i :

$$M_i = O_{n_i} O_{ш_i}.$$

Из $\Delta O_{n_i} O_{ш_i} E_i$ межцентровое расстояние M_i равно:

$$M_i = \sqrt{(O_{ш_i} E_i)^2 + (O_{n_i} E_i)^2}.$$

Обозначим $\mathbf{O}_{\omega_i} \mathbf{E}_i = \mathbf{A}_i$ и $\mathbf{O}_{\pi_i} \mathbf{E}_i = \mathbf{B}_i$, тогда

$$\mathbf{M}_i = \sqrt{\mathbf{A}_i^2 + \mathbf{B}_i^2}.$$

Если след центра зуба $\mathbf{O}_{\pi_i}$ направляющей на оси $\mathbf{OO}'$ расположен выше следа центра зуба $\mathbf{O}_{\omega_i}$ шестерни (рис. 6.1), то

$$\mathbf{A}_i = \mathbf{O}_{\omega_i} \mathbf{E}_i = \mathbf{A}_i \mathbf{B}_i = \mathbf{O}_1 \mathbf{A}_i - \mathbf{O}_1 \mathbf{B}_i,$$

где $\mathbf{O}_1 \mathbf{A}_i = \mathbf{R}_n \cdot \cos \gamma_{\pi_i}$;

$$\mathbf{O}_1 \mathbf{B}_i = \mathbf{O}_2 \mathbf{B}_i + \mathbf{O}_1 \mathbf{O}_2.$$

Из $\Delta \mathbf{O}_2 \mathbf{O}_{\omega_i} \mathbf{B}_i$: $\mathbf{O}_2 \mathbf{B}_i = \mathbf{R}_{\omega} \cdot \cos \gamma_{\omega_i}$, $\mathbf{O}_1 \mathbf{O}_2 = \mathbf{e}$, а $\mathbf{O}_1 \mathbf{B}_i = \mathbf{R}_{\omega} \cdot \cos \gamma_{\omega_i} + \mathbf{e}$.

Тогда

$$\mathbf{A}_i = \mathbf{R}_n \cdot \cos \gamma_{\pi_i} - \mathbf{R}_{\omega} \cdot \cos \gamma_{\omega_i} - \mathbf{e}. \quad (6.15)$$

Если след центра $\mathbf{O}_{\pi_i}$ зуба направляющей на оси $\mathbf{O}''\mathbf{O}'''$ расположен правее следа центра $\mathbf{O}_{\omega_i}$ зуба шестерни (рис. 6.1), то

$$\mathbf{B}_i = \mathbf{O}_{\pi_i} \mathbf{E}_i = \mathbf{O}_1 \mathbf{D}_i - \mathbf{O}_1 \mathbf{C}_i,$$

где $\mathbf{O}_1 \mathbf{D}_i = \mathbf{R}_n \cdot \cos \left(\frac{\pi}{2} - \gamma_{\pi_i} \right)$, так как $\cos \left(\frac{\pi}{2} - \gamma_{\pi_i} \right) = \sin \gamma_{\pi_i}$, то

$$\mathbf{O}_1 \mathbf{D}_i = \mathbf{R}_n \cdot \sin \gamma_{\pi_i};$$

$\mathbf{O}_1 \mathbf{C}_i = \mathbf{O}_2 \mathbf{C}_i = \mathbf{R}_{\omega} \cdot \cos \left(\frac{\pi}{2} - \gamma_{\omega_i} \right)$, так как $\cos \left(\frac{\pi}{2} - \gamma_{\omega_i} \right) = \sin \gamma_{\omega_i}$, то

$$\mathbf{O}_1 \mathbf{C}_i = \mathbf{R}_{\omega} \cdot \sin \gamma_{\omega_i}.$$

Тогда

$$\mathbf{B}_i = \mathbf{R}_n \cdot \sin \gamma_{\pi_i} - \mathbf{R}_{\omega} \cdot \sin \gamma_{\omega_i}, \quad (6.16)$$

а межцентровое расстояние $\mathbf{M}_i$ будет равно

$$\mathbf{M}_i = \sqrt{\left[\mathbf{R}_n \cdot \cos \gamma_{\pi_i} - \mathbf{R}_{\omega} \cdot \cos \gamma_{\omega_i} - \mathbf{e} \right]^2 + \left[\mathbf{R}_n \cdot \sin \gamma_{\pi_i} - \mathbf{R}_{\omega} \cdot \sin \gamma_{\omega_i} \right]^2}, \quad (6.17)$$

где γ_{ω_i} - текущий угол расположения зуба шестерни относительно оси

$$OO', \gamma_{\omega_i} = \frac{2\pi}{Z_{\omega}}(i-1) + \frac{\pi}{Z_{\omega}};$$

γ_{π_i} - текущий угол расположения зуба направляющей относительно оси

$$OO', \gamma_{\pi_i} = \frac{2\pi}{Z_{\pi}}(i-1).$$

Расстояние между центром зуба направляющей O_{π_i} и центром зуба шестерни O'_{ω_i} обозначим M'_i :

$$M'_i = O_{\pi_i} O'_{\omega_i}.$$

Из $\Delta O_{\pi_i} O'_{\omega_i} E'_i$ межцентровое расстояние M'_i равно:

$$M'_i = \sqrt{(O_{\pi_i} E'_i)^2 + (O'_{\omega_i} E'_i)^2}.$$

Обозначим $A'_i = O_{\pi_i} E'_i$ и $B'_i = O'_{\omega_i} E'_i$.

Тогда

$$M'_i = \sqrt{A_i'^2 + B_i'^2}.$$

Так как, след центра зуба O_{π_i} направляющей на оси OO' расположен выше следа центра зуба O'_{ω_i} шестерни (рис. 6.1), то A_i определяется из выражения (6.15).

Если след центра O_{π_i} зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен левее следа центра O_{ω_i} зуба шестерни (рис. 6.1), то

$$B_i = O'_{\omega_i} E'_i = O_1 C'_i - O_1 D_i,$$

где $O_1 C'_i = O_2 C'_i = R_{\omega} \cdot \sin \gamma_{\omega_i}$;

$$O_1 D_i = R_{\pi} \cdot \sin \gamma_{\pi_i}.$$

Тогда

$$B_i = R_{ш} \cdot \sin \gamma_{ш_i} - R_n \cdot \sin \gamma_{n_i}, \quad (6.18)$$

а межцентровое расстояние M_i будет равно

$$M_i' = \sqrt{\left[R_n \cdot \cos \gamma_{n_i} - R_{ш} \cdot \cos \gamma_{ш_i} - e \right]^2 + \left[R_{ш} \cdot \sin \gamma_{ш_i} - R_n \cdot \sin \gamma_{n_i} \right]^2}. \quad (6.19)$$

Расстояние между центром зуба направляющей $O'_{ш_i}$ и центром зуба шестерни $O'_{ш_i}$ обозначим M_i'' :

$$M_i'' = O'_{ш_i} O'_{ш_i}.$$

Из $\Delta O'_{ш_i} O'_{ш_i} E_i''$ межцентровое расстояние M_i'' равно:

$$M_i'' = \sqrt{\left(O'_{ш_i} E_i'' \right)^2 + \left(O'_{ш_i} E_i'' \right)^2}.$$

Обозначим $A_i'' = O'_{ш_i} E_i''$ и $B_i'' = O'_{ш_i} E_i''$.

Тогда

$$M_i'' = \sqrt{A_i''^2 + B_i''^2}.$$

Если след центра зуба $O'_{ш_i}$ направляющей на оси OO' расположен ниже следа центра зуба $O'_{ш_i}$ шестерни (рис. 6.1), то

$$A_i'' = O'_{ш_i} E_i'' = O_1 B_i' - O_1 A_i',$$

где $O_1 B_i' = O_2 B' + e = R_{ш} \cdot \cos \gamma_{ш_i} + e$;

$$O_1 A_i' = R_n \cdot \cos \gamma_{n_i}.$$

Тогда

$$A_i'' = R_{ш} \cdot \cos \gamma_{ш_i} + e - R_n \cdot \cos \gamma_{n_i}. \quad (6.20)$$

Так как, след центра $O'_{ш_i}$ зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра $O'_{ш_i}$ зуба шестерни (рис. 6.1), то B_i'' определяется из выражения (6.16), а межцентровое расстояние M_i'' будет равно

$$M_i = \sqrt{\left[R_{ш} \cdot \cos \gamma_{ш_i} + e - R_n \cdot \cos \gamma_{n_i} \right]^2 + \left[R_n \cdot \sin \gamma_{n_i} - R_{ш} \cdot \sin \gamma_{ш_i} \right]^2}. \quad (6.21)$$

$$M_i = \sqrt{O_{ш_i} E_i^2 + O_{н_i} E_i^2}.$$

Обозначим $O_{ш_i} E_i = A_i$ и $O_{н_i} E_i = B_i$, тогда

$$M_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2}.$$

Если след центра зуба $O_{н_i}$ направляющей на оси OO' расположен ниже следа центра зуба $O_{ш_i}$ шестерни (рис. 6.2), то

$$A_i = O_{ш_i} E_i = A_i B_i = O_1 A_i - O_1 B_i,$$

где $O_1 A_i = R_n \cdot \cos \gamma'_{н_i}$;

$$O_1 B_i = O_2 B_i - O_1 O_2.$$

Из $\triangle O_2 O_{ш_i} B_i$: $O_2 B_i = R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i}$, $O_1 O_2 = e$, а $O_1 B_i = R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} - e$.

Тогда

$$A_i = R_n \cdot \cos \gamma'_{н_i} - R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} + e, \quad (6.22)$$

где $\gamma'_{н_i} = \pi - \gamma_{н_i}$, $\gamma'_{ш_i} = \pi - \gamma_{ш_i}$ - при расположении центров зубьев направляющей и шестерни во второй четверти.

Если след центра $O_{н_i}$ зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра $O_{ш_i}$ зуба шестерни (рис. 6.2), то

$$B_i = O_{н_i} E_i = O_1 D_i - O_1 C_i,$$

где $O_1 D_i = R_n \cdot \cos \gamma''_{н_i}$,

$$O_1 C_i = O_2 C_i = R_{ш} \cdot \cos \gamma''_{ш_i},$$

Тогда

$$B_i = R_n \cdot \cos \gamma''_{н_i} - R_{ш} \cdot \cos \gamma''_{ш_i}, \quad (6.23)$$

где $\gamma''_{н_i} = \gamma_{н_i} - \frac{\pi}{2}$, $\gamma''_{ш_i} = \gamma_{ш_i} - \frac{\pi}{2}$ - при расположении центров зубьев направляющей и шестерни во второй четверти.

Межцентровое расстояние M_i будет равно

$$M_i = \sqrt{\left[R_n \cdot \cos \gamma'_{n_i} - R_m \cdot \cos \gamma'_{m_i} + e \right]^2 + \left[R_n \cdot \cos \gamma''_{n_i} - R_m \cdot \cos \gamma''_{m_i} \right]^2}. \quad (6.24)$$

Расстояние между центром зуба направляющей O_{n_i} и центром зуба шестерни O'_{m_i} обозначим M'_i :

$$M'_i = O_{n_i} O'_{m_i}.$$

Из $\Delta O_{n_i} O'_{m_i} E'_i$ межцентровое расстояние M'_i равно:

$$M'_i = \sqrt{\left(O'_{m_i} E'_i \right)^2 + \left(O_{n_i} E'_i \right)^2}.$$

Обозначим $A'_i = O_{m_i} E'_i$ и $B'_i = O'_{n_i} E'_i$.

Тогда

$$M'_i = \sqrt{A'^2_i + B'^2_i}.$$

Если след центра зуба O_{n_i} направляющей на оси OO' расположен выше следа центра зуба O'_{m_i} шестерни (рис. 6.2), то

$$A'_i = O_{m_i} E'_i = O_1 B'_i - O_1 A_i,$$

где $O_1 B'_i = O_2 B' - e = R_m \cdot \cos \gamma'_{m_i} - e$;

$$O_1 A'_i = R_n \cdot \cos \gamma'_{n_i}.$$

Тогда

$$A'_i = R_m \cdot \cos \gamma'_{m_i} - e - R_n \cdot \cos \gamma'_{n_i}. \quad (6.25)$$

Так как, след центра O_{n_i} зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра O_{m_i} зуба шестерни (рис. 6.2), то B_i определяется из выражения (6.23), а межцентровое расстояние M'_i будет равно

$$M'_i = \sqrt{\left[R_m \cdot \cos \gamma'_{m_i} - e - R_n \cdot \cos \gamma'_{n_i} \right]^2 + \left[R_n \cdot \cos \gamma''_{n_i} - R_m \cdot \cos \gamma''_{m_i} \right]^2}. \quad (6.26)$$

Расстояние между центром зуба направляющей O'_{n_i} и центром зуба шестерни O'_{m_i} обозначим M''_i :

$$M_i'' = O_{n_i}' O_{ш_i}' .$$

Из $\Delta O_{n_i}' O_{ш_i}' E_i''$ межцентровое расстояние M_i'' равно:

$$M_i'' = \sqrt{(O_{n_i}' E_i'')^2 + (O_{ш_i}' E_i'')^2} .$$

Обозначим $A_i'' = O_{n_i}' E_i''$ и $B_i'' = O_{ш_i}' E_i''$.

Тогда

$$M_i'' = \sqrt{A_i''^2 + B_i''^2} .$$

Так как, след центра зуба O_{n_i}' направляющей на оси OO' расположен ниже следа центра зуба $O_{ш_i}'$ шестерни (рис. 6.2), то A_i'' определяется из выражения (6.22).

Если след центра O_{n_i}' зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен левее следа центра $O_{ш_i}'$ зуба шестерни (рис. 6.2), то

$$B_i'' = O_{ш_i}' E_i'' = O_1 C_i' - O_1 D_i' ,$$

где $O_1 C_i' = O_2 C_i' = R_{ш} \cdot \cos \gamma_{ш_i}''$;

$$O_1 D_i' = R_n \cdot \cos \gamma_{n_i}'' .$$

Тогда

$$B_i'' = R_{ш} \cdot \cos \gamma_{ш_i}'' - R_n \cdot \cos \gamma_{n_i}'' , \quad (6.27)$$

а межцентровое расстояние M_i'' будет равно

$$M_i'' = \sqrt{\left[R_n \cdot \cos \gamma_{n_i}' - R_{ш} \cdot \cos \gamma_{ш_i}' + e \right]^2 + \left[R_{ш} \cdot \cos \gamma_{ш_i}'' - R_n \cdot \cos \gamma_{n_i}'' \right]^2} . \quad (6.28)$$

3. Определим межцентровые расстояния M_i между центрами зубьев O_{n_i} направляющей и $O_{ш_i}$ шестерни в третьей четверти (рис. 6.3) при условии:

$$\pi < \gamma_{n_i} \leq \frac{3\pi}{2} ; \quad \pi < \gamma_{ш_i} \leq \frac{3\pi}{2} .$$

ниже следа центра зуба $O_{ш_i}$ шестерни (рис. 6.3), то A_i определяется из выражения (6.22), с учетом, что $\gamma'_{н_i} = \gamma_{н_i} - \pi$, $\gamma'_{ш_i} = \gamma_{ш_i} - \pi$ - при расположении центров зубьев направляющей и шестерни в третьей четверти.

Так как, след центра $O_{н_i}$ зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра $O_{ш_i}$ зуба шестерни (рис. 6.3), то B_i определяется из выражения (6.27), с учетом, что $\gamma''_{н_i} = \frac{3\pi}{2} - \gamma_{н_i}$, $\gamma''_{ш_i} = \frac{3\pi}{2} - \gamma_{ш_i}$ - при расположении центров зубьев направляющей и шестерни в третьей четверти.

Межцентровое расстояние M_i определяется из выражения (6.28).

Расстояние между центром зуба направляющей $O'_{н_i}$ и центром зуба шестерни $O_{ш_i}$ обозначим M'_i :

$$M'_i = O'_{н_i} O_{ш_i}.$$

Из $\triangle O'_{н_i} O_{ш_i} E'_i$ межцентровое расстояние M'_i равно:

$$M'_i = \sqrt{(O_{ш_i} E'_i)^2 + (O'_{н_i} E'_i)^2}.$$

Обозначим $A'_i = O_{ш_i} E'_i$ и $B'_i = O'_{н_i} E'_i$.

Тогда

$$M'_i = \sqrt{A'^2_i + B'^2_i}.$$

Так как, след центра зуба $O'_{н_i}$ направляющей на оси OO' расположен выше следа центра зуба $O_{ш_i}$ шестерни (рис. 6.3), то A' определяется из выражения (6.25).

Так как, след центра $O'_{н_i}$ зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен левее следа центра $O_{ш_i}$ зуба шестерни (рис. 6.3), то B'_i определяется из выражения (6.23), а межцентровое расстояние M'_i - из выражения (6.26).

Расстояние между центром зуба направляющей O'_{n_i} и центром зуба шестерни $O'_{ш_i}$ обозначим M_i'' :

$$M_i'' = O'_{n_i} O'_{ш_i}.$$

Из $\Delta O'_{n_i} O'_{ш_i} E_i''$ межцентровое расстояние M_i'' равно:

$$M_i'' = \sqrt{(O'_{ш_i} E_i'')^2 + (O'_{n_i} E_i'')^2}.$$

Обозначим $A_i'' = O'_{ш_i} E_i''$ и $B_i'' = O'_{n_i} E_i''$.

Тогда

$$M_i'' = \sqrt{A_i''^2 + B_i''^2}.$$

Так как, след центра зуба O'_{n_i} направляющей на оси OO' расположен ниже следа центра зуба $O'_{ш_i}$ шестерни (рис. 6.3), то A_i'' определяется из выражения (6.22).

Так как, след центра O'_{n_i} зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен левее следа центра $O'_{ш_i}$ зуба шестерни (рис. 6.3), то B_i'' определяется из выражения (6.23), а межцентровое расстояние M_i'' – из выражения (6.24).

Определение межцентровых расстояний между центрами зубьев направляющей и шестерни, расположенных в третьей четверти по выражениям (6.24), (6.26) и (6.28) производится с учетом, что $\gamma'_{n_i} = \gamma_{n_i} - \pi$,

$$\gamma'_{ш_i} = \gamma_{ш_i} - \pi, \text{ а } \gamma''_{n_i} = \frac{3\pi}{2} - \gamma_{n_i}, \gamma''_{ш_i} = \frac{3\pi}{2} - \gamma_{ш_i}.$$

4. Определим межцентровые расстояния M_i между центрами зубьев O_{n_i} направляющей и $O_{ш_i}$ шестерни в четвертой четверти (рис. 6.4) при условии:

$$\frac{3\pi}{2} < \gamma_{n_i} \leq 2\pi; \frac{3\pi}{2} < \gamma_{ш_i} \leq 2\pi.$$

Расстояние между центром зуба направляющей O_{n_i} и центром зуба шестерни $O_{ш_i}$ обозначим M_i :

$$M_i = O_{n_i} O_{ш_i}.$$

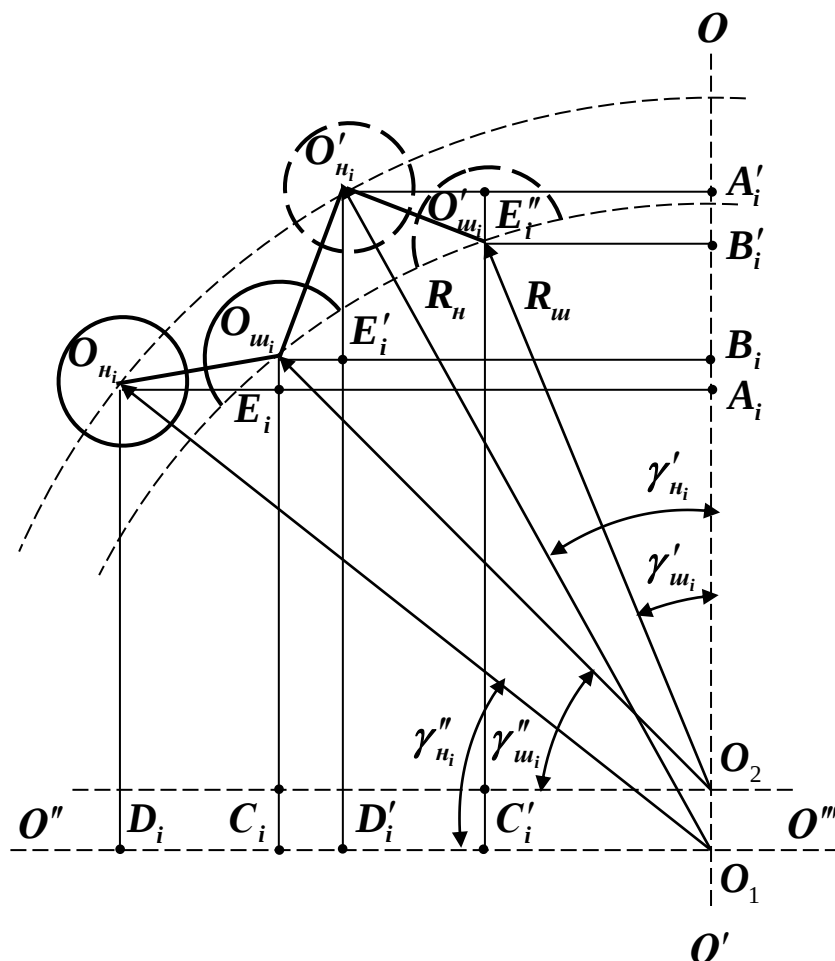


Рис. 6.4. Схема определения межцентрового расстояния в четвертой четверти

Из $\triangle O_{н_i} O_{ш_i} E_i$ межцентровое расстояние M_i равно:

$$M_i = \sqrt{(O_{ш_i} E_i)^2 + (O_{н_i} E_i)^2}.$$

Обозначим $A_i = O_{ш_i} E_i$ и $B_i = O_{н_i} E_i$.

Тогда

$$M_i = \sqrt{A_i^2 + B_i^2}.$$

Так как, след центра зуба $O_{н_i}$ направляющей на оси OO' расположен

ниже следа центра зуба $O_{ш_i}$ шестерни (рис. 6.4), то A_i определяется аналогично выражению (6.20) и равно

$$A_i = R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} + e - R_n \cdot \cos \gamma'_{н_i}, \quad (6.29)$$

где $\gamma'_{н_i} = 2\pi - \gamma_{н_i}$, $\gamma'_{ш_i} = 2\pi - \gamma_{ш_i}$ - при расположении центров зубьев направляющей и шестерни в четвертой четверти.

Так как, след центра $O_{н_i}$ зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен левее следа центра $O_{ш_i}$ зуба шестерни (рис. 6.4), то B_i определяется из выражения (6.23), с учетом, что $\gamma''_{н_i} = \gamma_{н_i} - \frac{3\pi}{2}$, $\gamma''_{ш_i} = \gamma_{ш_i} - \frac{3\pi}{2}$ - при расположении центров зубьев направляющей и шестерни в четвертой четверти.

Межцентровое расстояние M_i будет равно:

$$M_i = \sqrt{\left[R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} + e - R_n \cdot \cos \gamma'_{н_i} \right]^2 + \left[R_n \cdot \cos \gamma''_{н_i} - R_{ш} \cdot \cos \gamma''_{ш_i} \right]^2}. \quad (6.30)$$

Расстояние между центром зуба направляющей $O'_{н_i}$ и центром зуба шестерни $O_{ш_i}$ обозначим M'_i :

$$M'_i = O'_{н_i} O_{ш_i}.$$

Из $\Delta O'_{н_i} O_{ш_i} E'_i$ межцентровое расстояние M'_i равно:

$$M'_i = \sqrt{\left(O'_{н_i} E'_i \right)^2 + \left(O_{ш_i} E'_i \right)^2}.$$

Обозначим $O'_{н_i} E'_i = A_i$ и $O_{ш_i} E'_i = B'_i$, тогда

$$M'_i = \sqrt{A_i'^2 + B_i'^2}.$$

Так как, след центра зуба $O'_{н_i}$ направляющей на оси OO' расположен выше следа центра зуба $O_{ш_i}$ шестерни (рис. 6.4), то A'_i определяется аналогично выражению (6.15) и равно

$$A'_i = R_n \cdot \cos \gamma'_{н_i} - R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} - e. \quad (6.31)$$

Так как след центра O_{n_i} зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра $O_{ш_i}$ зуба шестерни (рис. 6.4), то B'_i определяется из выражения (6.27), а межцентровое расстояние M'_i будет равно:

$$M'_i = \sqrt{\left[R_n \cdot \cos \gamma'_{n_i} - R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} - e \right]^2 + \left[R_{ш} \cdot \cos \gamma''_{ш_i} - R_n \cdot \cos \gamma''_{n_i} \right]^2}. \quad (6.32)$$

Расстояние между центром зуба направляющей O'_{n_i} и центром зуба шестерни $O'_{ш_i}$ обозначим M''_i :

$$M''_i = O'_{n_i} O'_{ш_i}.$$

Из $\Delta O'_{n_i} O'_{ш_i} E''_i$ межцентровое расстояние M''_i равно:

$$M''_i = \sqrt{\left(O'_{ш_i} E''_i \right)^2 + \left(O'_{n_i} E''_i \right)^2}.$$

Обозначим $A''_i = O'_{ш_i} E''_i$ и $B''_i = O'_{n_i} E''_i$.

Тогда

$$M''_i = \sqrt{A''_i{}^2 + B''_i{}^2}.$$

Так как, след центра зуба O'_{n_i} направляющей на оси OO' расположен выше следа центра зуба $O'_{ш_i}$ шестерни (рис. 6.4), то A''_i определяется из выражения (6.31).

Так как, след центра O'_{n_i} зуба направляющей на оси $O''O'''$ расположен левее следа центра $O'_{ш_i}$ зуба шестерни (рис. 6.4), то B''_i определяется из выражения (6.23), а межцентровое расстояние M''_i будет равно

$$M''_i = \sqrt{\left[R_n \cdot \cos \gamma'_{n_i} - R_{ш} \cdot \cos \gamma'_{ш_i} - e \right]^2 + \left[R_n \cdot \cos \gamma''_{n_i} - R_{ш} \cdot \cos \gamma''_{ш_i} \right]^2}. \quad (6.33)$$

Определение межцентровых расстояний между центрами зубьев направляющей и шестерни, расположенных в третьей четверти по выражениям (6.31), (6.32) и (6.33) производится с учетом, что $\gamma'_{n_i} = 2\pi - \gamma_{n_i}$,

$$\gamma'_{ш_i} = 2\pi - \gamma_{ш_i}, \text{ а } \gamma''_{ш_i} = \gamma_{ш_i} - \frac{3\pi}{2}, \gamma''_{ш_i} = \gamma_{ш_i} - \frac{3\pi}{2}.$$

Разработанная методика позволяет определить количественную характеристику изменение зазоров между зубьями вытеснителей (шестерни и направляющей) гидровращателя планетарного типа на основании изменения геометрических параметров элементов его вытеснительной системы.

6.2.3. Методика определения геометрических параметров элементов распределительной системы гидровращателя планетарного типа

Улучшение выходных характеристик гидровращателей планетарного типа во многом зависит от рационального проектирования их распределительных систем. Одним из основных требований к проектированию распределительных систем гидровращателей является соответствие площади проходного сечения объему рабочих камер гидровращателя. Поэтому, разработка методики проектирования элементов распределительной системы планетарных гидровращателей имеет большое значение при обосновании выходных характеристик проектируемых гидровращателей.

Для определения площади проходного сечения распределительной системы разработана методика определения межцентровых расстояний M_{1i} между центрами окон O_{p_i} распределительного устройства и окон $O_{ш_i}$ нагнетания золотникового устройства, а так же M_{2i} – между центрами окон O_{p_i} распределительного устройства и окон $O_{сл_i}$ слива золотникового устройства.

1. Определим межцентровые расстояния M_{1i} между центрами окон O_{p_i} распределительного устройства и окон $O_{ш_i}$ нагнетания золотникового устройства, а так же M_{2i} – между центрами окон O_{p_i} распределительного устройства и окон $O_{сл_i}$ слива золотникового устройства в первой четверти (рис. 6.5) при условии:

$$0 \leq \alpha_i \leq \frac{\pi}{2}; 0 \leq \beta_{ш_i} \leq \frac{\pi}{2}; 0 \leq \beta_{сл_i} \leq \frac{\pi}{2}.$$

OO' расположен выше следа центра O_{n_i} окна нагнетания золотникового устройства (рис. 6.5), то

$$A_{1i} = O_{n_i} E = AB = O_1 A - O_1 B,$$

где $O_1 A = O_2 A + e = R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha_i + e$;

$$O_1 B = R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta_{n_i}.$$

Тогда

$$A_{1i} = R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha_i + e - R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta_{n_i}. \quad (6.34)$$

Если след центра O_{p_i} окна распределительного устройства на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра O_{n_i} окна нагнетания золотникового устройства (рис. 6.5), то

$$B_{1i} = O_{p_i} E = KL = O_2 K - O_1 L,$$

где $O_2 K = R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_i \right)$, $\cos \left(\frac{\pi}{2} - \alpha_i \right) = \sin \alpha_i$;

$$O_1 L = R_{\text{кр}} \cdot \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_{n_i} \right), \cos \left(\frac{\pi}{2} - \beta_{n_i} \right) = \sin \beta_{n_i}.$$

Тогда

$$B_{1i} = R_{\text{ш}} \cdot \sin \alpha_i - R_{\text{кр}} \cdot \sin \beta_{n_i}, \quad (6.35)$$

а межцентровое расстояние M_{1i} будет равно

$$M_{1i} = \sqrt{\left[R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha_i + e - R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta_{n_i} \right]^2 + \left[R_{\text{ш}}^0 \cdot \sin \alpha_i - R_{\text{кр}} \cdot \sin \beta_{n_i} \right]^2}, \quad (6.36)$$

где α_i - текущий угол расположения окна распределительного устройства

$$\alpha_i = \frac{2\pi}{Z_1}(i-1);$$

β_{n_i} - текущий угол расположения окна нагнетания золотникового

$$\text{устройства } \beta_{n_i} = \beta_1 + \frac{2\pi}{Z_n}(i-1).$$

Расстояние между центром O_{p_i} окна распределительного устройства и центром $O_{сл_i}$ окна слива золотникового устройства обозначим:

$$M_{2i} = O_{p_i} O_{сл_i}.$$

Из $\Delta O_{p_i} O_{сл_i} D$ межцентровое расстояние M_{2i} равно:

$$M_{2i} = \sqrt{(O_{сл_i} D)^2 + (O_{p_i} D)^2}.$$

Обозначим $O_{сл_i} D = A_{2i}$ и $O_{p_i} D = B_{2i}$, тогда

$$M_{2i} = \sqrt{A_{2i}^2 + B_{2i}^2}.$$

Так как, след центра O_{p_i} окна распределительного устройства на оси OO' расположен выше следа центра $O_{сл_i}$ окна слива золотникового устройства (рис. 6.5), то A_{2i} определяется аналогично A_{1i} по выражению (6.34) и равно

$$A_{2i} = R_{ш}^0 \cdot \cos \alpha_i + e - R_{кр} \cdot \cos \beta_{сл_i}. \quad (6.37)$$

Так как, след центра O_{p_i} окна распределительного устройства на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра $O_{сл_i}$ окна слива золотникового устройства (рис. 6.5), то B_{2i} определяется аналогично B_{1i} по выражению (6.35) и равно

$$B_{2i} = R_{ш}^0 \cdot \sin \alpha_i - R_{кр} \cdot \sin \beta_{сл_i}, \quad (6.38)$$

а межцентровое расстояние M_{2i} определяется аналогично M_{1i} по выражению (6.36) и равно

$$M_{2i} = \sqrt{\left[R_{ш}^0 \cdot \cos \alpha_i + e - R_{кр} \cdot \cos \beta_{сл_i} \right]^2 + \left[R_{ш}^0 \cdot \sin \alpha_i - R_{кр} \cdot \sin \beta_{сл_i} \right]^2}, \quad (6.39)$$

где $\beta_{сл_i}$ - текущий угол расположения окна нагнетания золотникового

$$\text{устройства, } \beta_{сл_i} = \frac{2\pi}{Z_{сл}}(i-1) - \beta_1.$$

Расстояние между центром O'_{p_i} окна распределительного устройства и центром O'_{n_i} окна нагнетания золотникового устройства обозначим:

$$M'_{1i} = O'_{p_i} O'_{n_i}.$$

Из $\Delta O'_{p_i} O'_{n_i} E'$ межцентровое расстояние M'_{1i} равно:

$$M'_{1i} = \sqrt{(O'_{n_i} E')^2 + (O'_{p_i} E')^2}.$$

Обозначим $O'_{n_i} E' = A'_{1i}$ и $O'_{p_i} E' = B'_{1i}$, тогда

$$M'_{1i} = \sqrt{A'^2_{1i} + B'^2_{1i}}.$$

Если след центра O'_{p_i} окна распределительного устройства на оси OO' расположен ниже следа центра O'_{n_i} окна нагнетания золотникового устройства, то

$$A'_{1i} = O'_{n_i} E' = A' B' = O_1 B' - O_1 A',$$

где $O_1 B' = R_{кр} \cdot \cos \beta_{n_i}$;

$$O_1 A' = R_{ш}^0 \cdot \cos \alpha_i + e.$$

Тогда

$$A'_{1i} = R_{кр} \cdot \cos \beta_{n_i} - R_{ш}^0 \cdot \cos \alpha_i - e. \quad (6.40)$$

Так как, след центра O'_{p_i} окна распределительного устройства на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра O'_{n_i} окна нагнетания золотникового устройства (рис. 6.5), то B'_{2i} определяется по выражению (6.35), а межцентровое расстояние M'_{1i} будет равно

$$M'_{1i} = \sqrt{\left[R_{кр} \cdot \cos \beta_{n_i} - R_{ш}^0 \cdot \cos \alpha_i - e \right]^2 + \left[R_{ш}^0 \cdot \sin \alpha_i - R_{кр} \cdot \sin \beta_{n_i} \right]^2}. \quad (6.41)$$

Расстояние между центром O'_{p_i} окна распределительного устройства и центром $O'_{сл_i}$ окна слива золотникового устройства обозначим:

$$\mathbf{M}'_{2i} = \mathbf{O}'_{p_i} \mathbf{O}_{cl_i}.$$

Из $\Delta \mathbf{O}'_{p_i} \mathbf{O}_{cl_i} \mathbf{D}'$ межцентровое расстояние $\mathbf{M}'_{2i}$ равно:

$$\mathbf{M}'_{2i} = \sqrt{\left(\mathbf{O}'_{p_i} \mathbf{D}'\right)^2 + \left(\mathbf{O}_{cl_i} \mathbf{D}'\right)^2}.$$

Обозначим $\mathbf{O}'_{p_i} \mathbf{D}' = \mathbf{A}'_{2i}$ и $\mathbf{O}_{cl_i} \mathbf{D}' = \mathbf{B}'_{2i}$, тогда

$$\mathbf{M}'_{2i} = \sqrt{\mathbf{A}'_{2i}{}^2 + \mathbf{B}'_{2i}{}^2}.$$

Так как, след центра $\mathbf{O}'_{p_i}$ окна распределительного устройства на оси $\mathbf{OO}'$ расположен выше следа центра $\mathbf{O}_{cl_i}$ окна слива золотникового устройства (рис. 6.5), то $\mathbf{A}'_{2i}$ определяется по выражению (6.37).

Если след центра $\mathbf{O}'_{p_i}$ окна распределительного устройства на оси $\mathbf{O''O''''}$ расположен левее следа центра $\mathbf{O}_{cl_i}$ окна слива золотникового устройства (рис. 6.5), то

$$\mathbf{B}'_{1i} = \mathbf{O}_{cl_i} \mathbf{D}' = \mathbf{K}'\mathbf{N} = \mathbf{O}_1\mathbf{N} - \mathbf{O}_2\mathbf{K}',$$

где $\mathbf{O}_1\mathbf{N} = \mathbf{R}_{кр} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_{н_i}\right)$, $\cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta_{н_i}\right) = \sin \beta_{н_i}$;

$$\mathbf{O}_2\mathbf{K}' = \mathbf{R}_{ш}^0 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_i\right), \cos\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_i\right) = \sin \alpha_i.$$

Тогда

$$\mathbf{B}'_{2i} = \mathbf{R}_{кр} \cdot \sin \beta_{cl_i} - \mathbf{R}_{ш}^0 \cdot \sin \alpha_i, \quad (6.42)$$

а межцентровое расстояние $\mathbf{M}'_{2i}$ будет равно

$$\mathbf{M}'_{2i} = \sqrt{\left[\mathbf{R}_{ш}^0 \cdot \cos \alpha_i + e - \mathbf{R}_{кр} \cdot \cos \beta_{cl_i}\right]^2 + \left[\mathbf{R}_{кр} \cdot \sin \beta_{cl_i} - \mathbf{R}_{ш}^0 \cdot \sin \alpha_i\right]^2}. \quad (6.43)$$

Расстояние между центром $\mathbf{O}''_{p_i}$ окна распределительного устройства и центром $\mathbf{O}_{н_i}$ окна нагнетания золотникового устройства обозначим:

$$\mathbf{M}''_{1i} = \mathbf{O}''_{p_i} \mathbf{O}_{н_i}.$$

Из $\Delta O''_{p_i} O''_{n_i} E''$ межцентровое расстояние M''_{1i} равно:

$$M''_{1i} = \sqrt{(O''_{n_i} E'')^2 + (O''_{p_i} E'')^2}.$$

Обозначим $O''_{n_i} E'' = A''_{1i}$ и $O''_{p_i} E'' = B''_{1i}$, тогда

$$M''_{1i} = \sqrt{A''_{1i}{}^2 + B''_{1i}{}^2}.$$

Так как, след центра O''_{p_i} окна распределительного устройства на оси OO' расположен ниже следа центра O''_{n_i} окна нагнетания золотникового устройства, то A''_{1i} определяется из выражения (6.40).

Так как, след центра O''_{p_i} окна распределительного устройства на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра O''_{n_i} окна нагнетания золотникового устройства (рис. 6.5), то B''_{2i} определяется из выражения (6.35), а межцентровое расстояние M''_{1i} - из выражения (6.41).

Расстояние между центром O''_{p_i} окна распределительного устройства и центром O'_{cl_i} окна слива золотникового устройства обозначим:

$$M''_{2i} = O''_{p_i} O'_{cl_i}.$$

Из $\Delta O''_{p_i} O'_{cl_i} D''$ межцентровое расстояние M''_{2i} равно:

$$M''_{2i} = \sqrt{(O'_{cl_i} D'')^2 + (O''_{p_i} D'')^2}.$$

Обозначим $O'_{cl_i} D'' = A''_{2i}$ и $O''_{p_i} D'' = B''_{2i}$, тогда

$$M''_{2i} = \sqrt{A''_{2i}{}^2 + B''_{2i}{}^2}.$$

Так как, след центра O''_{p_i} окна распределительного устройства на оси OO' расположен выше следа центра O'_{cl_i} окна слива золотникового устройства (рис. 6.5), а на оси $O''O'''$ - правее, то межцентровое расстояние M''_{2i} определяется из выражения (6.39).

$$M_{1i} = O_{p_i} O_{n_i}.$$

Из $\Delta O_{p_i} O_{n_i} E$ межцентровое расстояние M_{1i} равно:

$$M_{1i} = \sqrt{(O_{p_i} E)^2 + (O_{n_i} E)^2}.$$

Обозначим $O_{p_i} E = A_{1i}$ и $O_{n_i} E = B_{1i}$, тогда

$$M_{1i} = \sqrt{A_{1i}^2 + B_{1i}^2}.$$

Так как, след центра O_{p_i} окна распределительного устройства на оси OO' расположен ниже следа центра O_{n_i} окна нагнетания золотникового устройства, то

$$A_{1i} = O_{p_i} E = AB = O_1 A - O_1 B$$

где $O_1 A = O_2 A - e = R_{uu}^0 \cdot \cos \alpha'_i - e$;

$$O_1 B = R_{kp} \cdot \cos \beta'_{n_i}.$$

Тогда

$$A_{1i} = R_{uu}^0 \cdot \cos \alpha'_i - e - R_{kp} \cdot \cos \beta'_{n_i}, \quad (6.44)$$

где $\alpha'_i = \pi - \alpha_i$, $\beta'_{n_i} = \pi - \beta_{n_i}$ - при расположении центров распределительных окон во второй четверти.

Так как, след центра O_{p_i} окна распределительного устройства на оси $O''O'''$ расположен левее следа центра O_{n_i} окна нагнетания золотникового устройства, то

$$B_{1i} = O_{n_i} E_i = O_1 L - O_1 K,$$

где $O_1 L = R_{kp} \cdot \cos \beta''_{n_i}$,

$$O_1 K = O_2 K = R_{uu}^0 \cdot \cos \alpha''_i.$$

Тогда

$$B_{1i} = R_{kp} \cdot \cos \beta''_{n_i} - R_{uu}^0 \cdot \cos \alpha''_i, \quad (6.45)$$

где $\alpha_i'' = \alpha_i - \frac{\pi}{2}$, $\beta_{n_i}'' = \beta_{n_i} - \frac{\pi}{2}$ - при расположении центров распределительных окон во второй четверти.

Межцентровое расстояние M_{1i} будет равно

$$M_{1i} = \sqrt{\left[R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha_i' - e - R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta_{n_i}' \right]^2 + \left[R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta_{n_i}'' - R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha_i'' \right]^2} . \quad (6.46)$$

Расстояние между центром O_{p_i} окна распределительного устройства и центром O'_{cl_i} окна слива золотникового устройства обозначим:

$$M_{2i} = O_{p_i} O'_{cl_i} .$$

Из $\Delta O_{p_i} O'_{cl_i} D'$ межцентровое расстояние M_{2i} равно:

$$M_{2i} = \sqrt{\left(O'_{cl_i} D' \right)^2 + \left(O_{p_i} D' \right)^2} .$$

Обозначим $O'_{cl_i} D' = A_{2i}$ и $O_{p_i} D' = B_{2i}$, тогда

$$M_{2i} = \sqrt{A_{2i}^2 + B_{2i}^2} .$$

Так как, след центра O_{p_i} окна распределительного устройства на оси OO' расположен выше следа центра O'_{cl_i} окна слива золотникового устройства, то

$$A_{2i} = O'_{cl_i} D' = AC' = O_1 C' - O_1 A$$

где $O_1 C' = R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta'_{cl_i}$;

$$O_1 A = O_2 A - e = R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha_i' - e .$$

Тогда

$$A_{2i} = R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta'_{cl_i} - R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha_i' + e , \quad (6.47)$$

где $\beta'_{cl_i} = \pi - \beta_{cl_i}$ - при расположении центров распределительных окон во второй четверти.

Так как, след центра O_{p_i} окна распределительного устройства на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра O'_{cl_i} окна слива золотникового устройства, то

$$B_{2i} = O_{p_i} D' = O_1 K - O_1 N',$$

где $O_1 K = O_2 K = R_u^0 \cdot \cos \alpha_i''$,

$$O_1 N' = R_{кр} \cdot \cos \beta_{cl_i}''.$$

Тогда

$$B_{2i} = R_u^0 \cdot \cos \alpha_i'' - R_{кр} \cdot \cos \beta_{cl_i}'', \quad (6.48)$$

где $\beta_{cl_i}'' = \beta_{cl_i} - \frac{\pi}{2}$ - при расположении центров распределительных окон во второй четверти.

Межцентровое расстояние M_{2i} будет равно

$$M_{2i} = \sqrt{\left[R_{кр} \cdot \cos \beta_{cl_i}' - R_u^0 \cdot \cos \alpha_i' + e \right]^2 + \left[R_u^0 \cdot \cos \alpha_i'' - R_{кр} \cdot \cos \beta_{cl_i}'' \right]^2}. \quad (6.49)$$

Расстояние между центром O'_{p_i} окна распределительного устройства и центром O_{n_i} окна нагнетания золотникового устройства (рис. 6.6) обозначим:

$$M'_{1i} = O'_{p_i} O_{n_i}.$$

Из $\Delta O'_{p_i} O_{n_i} E'$ межцентровое расстояние M'_{1i} равно:

$$M'_{1i} = \sqrt{O'_{n_i} E'^2 + O'_{p_i} E'^2}.$$

Обозначим $O_{n_i} E' = A'_{1i}$ и $O'_{p_i} E' = B'_{1i}$, тогда

$$M'_{1i} = \sqrt{A_{1i}'^2 + B_{1i}'^2}.$$

Так как, след центра O'_{p_i} окна распределительного устройства на оси OO' расположен выше, а на оси $O''O'''$ правее следа центра O_{n_i} окна нагне-

тания золотникового устройства (рис. 6.6), то межцентровое расстояние M'_{1i} определяется аналогично выражению (6.49) и равно

$$M'_{1i} = \sqrt{\left[\mathbf{R}_{кр} \cdot \cos \beta'_{н_i} - \mathbf{R}_{ш}^0 \cdot \cos \alpha'_i + \mathbf{e} \right]^2 + \left[\mathbf{R}_{ш}^0 \cdot \cos \alpha''_i - \mathbf{R}_{кр} \cdot \cos \beta''_{н_i} \right]^2}. \quad (6.50)$$

Расстояние между центром $\mathbf{O}'_{p_i}$ окна распределительного устройства и центром $\mathbf{O}_{сл_i}$ окна слива золотникового устройства обозначим:

$$M'_{2i} = \mathbf{O}'_{p_i} \mathbf{O}_{сл_i}.$$

Из $\Delta \mathbf{O}'_{p_i} \mathbf{O}_{сл_i} \mathbf{D}$ межцентровое расстояние M'_{2i} равно:

$$M'_{2i} = \sqrt{\left(\mathbf{O}'_{p_i} \mathbf{D} \right)^2 + \left(\mathbf{O}_{сл_i} \mathbf{D} \right)^2}.$$

Обозначим $\mathbf{O}'_{p_i} \mathbf{D} = \mathbf{A}'_{2i}$ и $\mathbf{O}_{сл_i} \mathbf{D} = \mathbf{B}'_{2i}$, тогда

$$M'_{2i} = \sqrt{A'^2_{2i} + B'^2_{2i}}.$$

Так как, след центра $\mathbf{O}'_{p_i}$ окна распределительного устройства на оси $\mathbf{OO}'$ расположен ниже, а на оси $\mathbf{O''O''''}$ левее следа центра $\mathbf{O}_{сл_i}$ окна слива золотникового устройства (рис. 6.6), то межцентровое расстояние M'_{2i} определяется аналогично выражению (6.46) и равно

$$M_{1i} = \sqrt{\left[\mathbf{R}_{ш}^0 \cdot \cos \alpha'_i - \mathbf{e} - \mathbf{R}_{кр} \cdot \cos \beta'_{сл_i} \right]^2 + \left[\mathbf{R}_{кр} \cdot \cos \beta''_{сл_i} - \mathbf{R}_{ш}^0 \cdot \cos \alpha''_i \right]^2}. \quad (6.51)$$

3. Определим межцентровые расстояния M_{1i} между центрами окон $\mathbf{O}_{p_i}$ распределительного устройства и окон $\mathbf{O}_{н_i}$ нагнетания золотникового устройства, а так же M_{2i} – между центрами окон $\mathbf{O}_{p_i}$ распределительного устройства и окон $\mathbf{O}_{сл_i}$ слива золотникового устройства в третьей четверти (рис. 6.7) при условии:

$$\pi < \alpha_i \leq \frac{3\pi}{2}; \quad \pi < \beta_{н_i} \leq \frac{3\pi}{2}; \quad \pi < \beta_{сл_i} \leq \frac{3\pi}{2}.$$

Расстояние между центром $\mathbf{O}_{p_i}$ окна распределительного устройства и

Так как, след центра O_{p_i} окна распределительного устройства на оси OO' расположен выше, а на оси $O''O'''$ левее следа центра O_{n_i} окна нагнетания золотникового устройства, то межцентровое расстояние M'_{2i} определяется по выражению (6.50), где $\alpha'_i = \alpha_i - \pi$, $\alpha''_i = \frac{3\pi}{2} - \alpha_i$, $\beta'_{n_i} = \beta_{n_i} - \pi$, $\beta''_{n_i} = \frac{3\pi}{2} - \beta_{n_i}$ - при расположении центров распределительных окон в третьей четверти.

Расстояние между центром O_{p_i} окна распределительного устройства и центром O_{cl_i} окна слива золотникового устройства (рис. 6.7) обозначим:

$$M_{2i} = O_{p_i} O_{cl_i}.$$

Из $\Delta O_{p_i} O_{cl_i} D$ межцентровое расстояние M_{2i} равно:

$$M_{2i} = \sqrt{(O_{p_i} D)^2 + (O_{cl_i} D)^2}.$$

Обозначим $O_{p_i} D = A_{2i}$ и $O_{cl_i} D = B_{2i}$, тогда

$$M_{2i} = \sqrt{A_{2i}^2 + B_{2i}^2}.$$

Так как, след центра O_{p_i} окна распределительного устройства на оси OO' расположен ниже, а на оси $O''O'''$ правее следа центра O_{cl_i} окна слива золотникового устройства, то межцентровое расстояние M'_{2i} определяется по выражению (6.51), где $\beta'_{cl_i} = \beta_{cl_i} - \pi$, $\beta''_{cl_i} = \frac{3\pi}{2} - \beta_{cl_i}$ - при расположении центров распределительных окон в третьей четверти.

Расстояние между центром O'_{p_i} окна распределительного устройства и центром O'_{n_i} окна нагнетания золотникового устройства (рис. 6.7) обозначим:

$$M'_{1i} = O'_{p_i} O'_{n_i}.$$

Из $\Delta O'_{p_i} O'_{n_i} E'$ межцентровое расстояние M'_{1i} равно:

$$M'_{1i} = \sqrt{(O'_{p_i} E')^2 + (O'_{n_i} E')^2}.$$

Обозначим $O'_{p_i} E' = A'_{1i}$ и $O'_{n_i} E' = B'_{1i}$, тогда

$$M'_{1i} = \sqrt{A'^2_{1i} + B'^2_{1i}}.$$

Так как, след центра O'_{p_i} окна распределительного устройства на оси OO' расположен ниже, а на оси $O''O'''$ правее следа центра O'_{n_i} окна нагнетания золотникового устройства, то межцентровое расстояние M'_{1i} определяется по выражению (6.46).

Расстояние между центром O'_{p_i} окна распределительного устройства и центром $O_{сл_i}$ окна слива золотникового устройства (рис. 6.7) обозначим:

$$M'_{2i} = O'_{p_i} O_{сл_i}.$$

Из $\Delta O'_{p_i} O_{сл_i} D'$ межцентровое расстояние M'_{2i} равно:

$$M'_{2i} = \sqrt{(O_{сл_i} D')^2 + (O'_{p_i} D')^2}.$$

Обозначим $O_{сл_i} D' = A'_{2i}$ и $O'_{p_i} D' = B'_{2i}$, тогда

$$M'_{2i} = \sqrt{A'^2_{2i} + B'^2_{2i}}.$$

Так как, след центра O'_{p_i} окна распределительного устройства на оси OO' расположен выше, а на оси $O''O'''$ левее следа центра $O_{сл_i}$ окна слива золотникового устройства, то межцентровое расстояние M'_{2i} определяется по выражению (6.49).

4. Определим межцентровые расстояния M_{1i} между центрами окон O_{p_i} распределительного устройства и окон O_{n_i} нагнетания золотникового

устройства, а так же M_{2i} – между центрами окон O_{pi} распределительного устройства и окон O_{cli} слива золотникового устройства в четвертой четверти (рис. 6.8) при условии:

$$\frac{3\pi}{2} < \alpha_i \leq 2\pi; \frac{3\pi}{2} < \beta_{ni} \leq 2\pi; \frac{3\pi}{2} < \beta_{cli} \leq 2\pi.$$

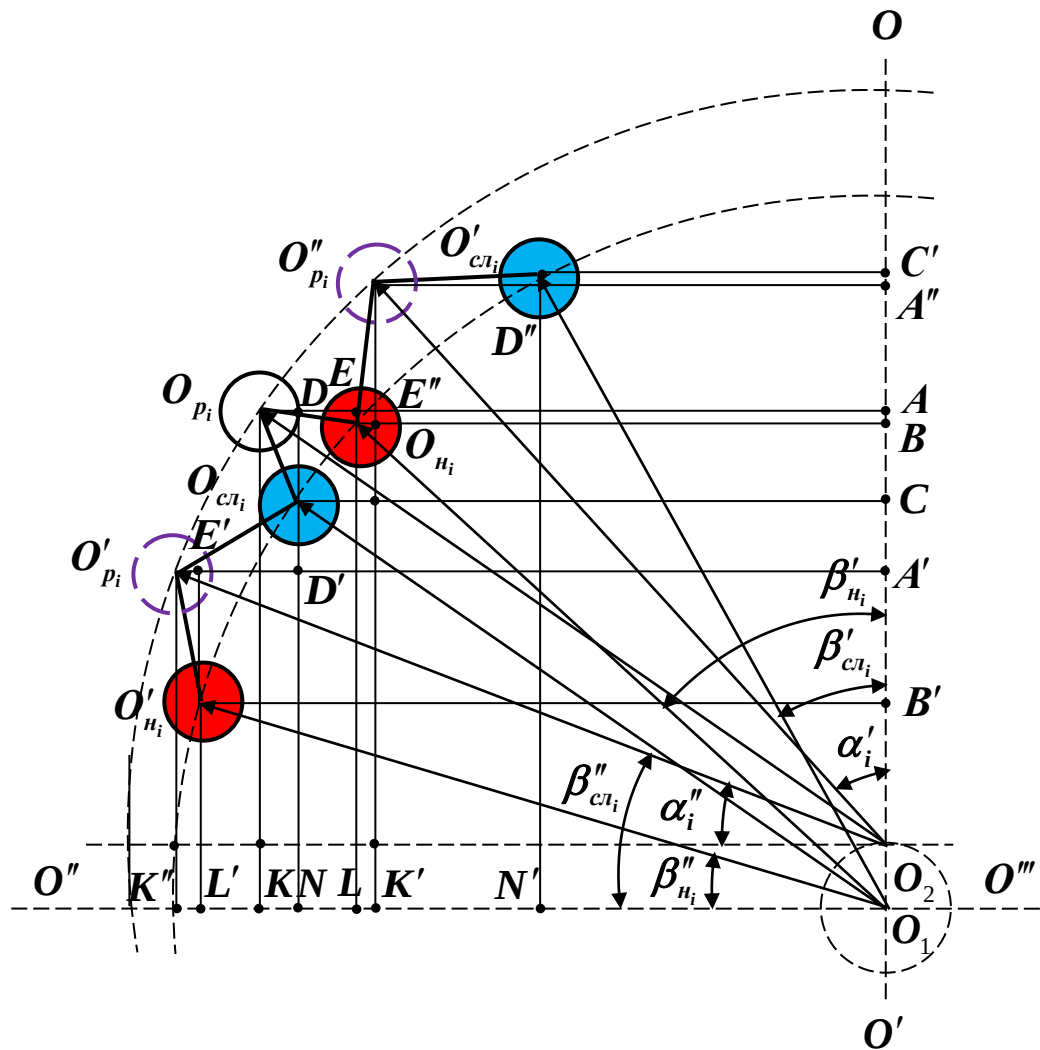


Рис. 6.8. Схема определения межцентрового расстояния в четвертой четверти

Расстояние между центром O_{pi} окна распределительного устройства и центром O_{ni} окна нагнетания золотникового устройства (рис.6.8) обозначим:

$$M_{1i} = O_{pi} O_{ni}.$$

Из $\Delta O_{pi} O_{ni} E$ межцентровое расстояние M_{1i} равно:

$$M_{1i} = \sqrt{\left(\mathbf{O}_{n_i} \mathbf{E}\right)^2 + \left(\mathbf{O}_{p_i} \mathbf{E}\right)^2}.$$

Обозначим $\mathbf{O}_{n_i} \mathbf{E} = \mathbf{A}_{1i}$ и $\mathbf{O}_{p_i} \mathbf{E} = \mathbf{B}_{1i}$, тогда

$$M_{1i} = \sqrt{A_{1i}^2 + B_{1i}^2}.$$

Если след центра зуба $\mathbf{O}_{p_i}$ окна распределительного устройства на оси $\mathbf{OO}'$ расположен выше следа центра $\mathbf{O}_{n_i}$ окна нагнетания золотникового устройства (рис. 6.8), то

$$\mathbf{A}_{1i} = \mathbf{O}_{n_i} \mathbf{E} = \mathbf{AB} = \mathbf{O}_1 \mathbf{A} - \mathbf{O}_1 \mathbf{B},$$

где $\mathbf{O}_1 \mathbf{A} = R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha'_i + \mathbf{e}$;

$$\mathbf{O}_1 \mathbf{B} = R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta'_{n_i}.$$

Тогда

$$\mathbf{A}_{1i} = R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha'_i + \mathbf{e} - R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta'_{n_i}, \quad (6.52)$$

где $\alpha'_i = 2\pi - \alpha_i$, $\beta'_{n_i} = 2\pi - \beta_{n_i}$ - при расположении центров распределительных окон в третьей четверти.

Если след центра $\mathbf{O}_{p_i}$ окна распределительного устройства на оси $\mathbf{O''O''''}$ расположен правее следа центра $\mathbf{O}_{n_i}$ окна нагнетания золотникового устройства (рис. 6.8), то

$$\mathbf{B}_{1i} = \mathbf{O}_{p_i} \mathbf{E} = \mathbf{KL} = \mathbf{O}_2 \mathbf{K} - \mathbf{O}_1 \mathbf{L},$$

где $\mathbf{O}_2 \mathbf{K} = R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha''_i$;

$$\mathbf{O}_1 \mathbf{L} = R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta''_{n_i}.$$

Тогда

$$\mathbf{B}_{1i} = R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha''_i - R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta''_{n_i}, \quad (6.53)$$

где $\alpha''_i = \alpha_i - \frac{3\pi}{2}$, $\beta''_{n_i} = \beta_{n_i} - \frac{3\pi}{2}$ - при расположении центров распределительных окон в третьей четверти.

Межцентровое расстояние M_{1i} будет равно

$$M_{1i} = \sqrt{\left[R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha'_i + e - R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta''_{\text{ш}_i} \right]^2 + \left[R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha'_i - R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta''_{\text{ш}_i} \right]^2}. \quad (6.54)$$

Расстояние между центром O_{p_i} окна распределительного устройства и центром $O_{\text{сл}_i}$ окна слива золотникового устройства (рис. 6.8) обозначим:

$$M_{2i} = O_{p_i} O_{\text{сл}_i}.$$

Из $\Delta O_{p_i} O_{\text{сл}_i} D$ межцентровое расстояние M_{2i} равно:

$$M_{2i} = \sqrt{(O_{p_i} D)^2 + (O_{\text{сл}_i} D)^2}.$$

Обозначим $O_{p_i} D = A_{2i}$ и $O_{\text{сл}_i} D = B_{2i}$, тогда

$$M_{2i} = \sqrt{A_{2i}^2 + B_{2i}^2}.$$

Так как, след центра O_{p_i} окна распределительного устройства на оси OO' расположен выше, а на оси $O''O'''$ левее следа центра $O_{\text{сл}_i}$ окна слива золотникового устройства, то межцентровое расстояние M_{2i} определяется аналогично выражению (6.54) и равно

$$M_{2i} = \sqrt{\left[R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha'_i + e - R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta''_{\text{сл}_i} \right]^2 + \left[R_{\text{ш}}^0 \cdot \cos \alpha'_i - R_{\text{кр}} \cdot \cos \beta''_{\text{сл}_i} \right]^2}, \quad (6.55)$$

где $\beta'_{\text{сл}_i} = \beta_{\text{сл}_i} - \pi$, $\beta''_{\text{сл}_i} = \frac{3\pi}{2} - \beta_{\text{сл}_i}$ - при расположении центров распределительных окон в третьей четверти.

Расстояние между центром O'_{p_i} окна распределительного устройства и центром $O'_{\text{ш}_i}$ окна нагнетания золотникового устройства обозначим:

$$M'_{1i} = O'_{p_i} O'_{\text{ш}_i}.$$

Из $\Delta O'_{p_i} O'_{\text{ш}_i} E'$ межцентровое расстояние M'_{1i} равно:

$$M'_{1i} = \sqrt{(O'_{\text{ш}_i} E')^2 + (O'_{p_i} E')^2}.$$

Обозначим $\mathbf{O}'_{ni} \mathbf{E}' = \mathbf{A}'_{1i}$ и $\mathbf{O}'_{pi} \mathbf{E}' = \mathbf{B}'_{1i}$, тогда

$$M'_{1i} = \sqrt{A'^2_{1i} + B'^2_{1i}}.$$

Так как, след центра $\mathbf{O}'_{pi}$ окна распределительного устройства на оси $\mathbf{OO}'$ расположен выше, а на оси $\mathbf{O''O''''}$ левее следа центра $\mathbf{O}'_{ni}$ окна слива золотникового устройства, то межцентровое расстояние M'_{1i} определяется по выражению (6.54).

Расстояние между центром $\mathbf{O}'_{pi}$ окна распределительного устройства и центром $\mathbf{O}'_{cli}$ окна слива золотникового устройства обозначим:

$$M'_{2i} = \mathbf{O}'_{pi} \mathbf{O}_{cli}.$$

Из $\Delta \mathbf{O}'_{pi} \mathbf{O}_{cli} \mathbf{D}'$ межцентровое расстояние M'_{2i} равно:

$$M'_{2i} = \sqrt{(\mathbf{O}_{cli} \mathbf{D}')^2 + (\mathbf{O}'_{pi} \mathbf{D}')^2}.$$

Обозначим $\mathbf{O}_{cli} \mathbf{D}' = \mathbf{A}'_{2i}$ и $\mathbf{O}'_{pi} \mathbf{D}' = \mathbf{B}'_{2i}$, тогда

$$M'_{2i} = \sqrt{A'^2_{2i} + B'^2_{2i}}.$$

Так как, след центра $\mathbf{O}'_{pi}$ окна распределительного устройства на оси $\mathbf{OO}'$ расположен ниже следа центра $\mathbf{O}_{cli}$ окна слива золотникового устройства (рис. 6.8), то

$$A'_{2i} = \mathbf{O}_{cli} \mathbf{D}' = \mathbf{A}'\mathbf{C} = \mathbf{O}_1\mathbf{C} - \mathbf{O}_1\mathbf{A}',$$

где $\mathbf{O}_1\mathbf{C} = R_{кр} \cdot \cos \beta'_{cli}$;

$$\mathbf{O}_1\mathbf{A}' = R^0_{ш} \cdot \cos \alpha'_i + e.$$

Тогда

$$A_{2i} = R_{кр} \cdot \cos \beta'_{cli} - R^0_{ш} \cdot \cos \alpha'_i - e. \quad (6.56)$$

Так как, след центра $\mathbf{O}'_{pi}$ окна распределительного устройства на оси $\mathbf{O''O''''}$ расположен левее следа центра $\mathbf{O}_{cli}$ окна слива золотникового

устройства (рис. 6.8), то B'_{2i} определяется аналогично B_{1i} из выражения (6.53) и равно

$$B'_{2i} = R_{и}^0 \cdot \cos \alpha_i'' - R_{кр} \cdot \cos \beta_{сл_i}'', \quad (6.67)$$

а межцентровое расстояние M'_{2i} будет равно

$$M'_{2i} = \sqrt{\left[R_{кр} \cdot \cos \beta_{сл_i}' - R_{и}^0 \cdot \cos \alpha_i' - e \right]^2 + \left[R_{и}^0 \cdot \cos \alpha_i'' - R_{кр} \cdot \cos \beta_{сл_i}'' \right]^2}. \quad (6.58)$$

Расстояние между центром O''_{pi} окна распределительного устройства и центром $O_{и_i}$ окна нагнетания золотникового устройства обозначим:

$$M''_{1i} = O''_{pi} O_{и_i}.$$

Из $\Delta O''_{pi} O_{и_i} E''$ межцентровое расстояние M''_{1i} равно:

$$M''_{1i} = \sqrt{\left(O''_{pi} E'' \right)^2 + \left(O_{и_i} E'' \right)^2}.$$

Обозначим $O_{и_i} E'' = A''_{1i}$ и $O''_{pi} E'' = B''_{1i}$, тогда

$$M''_{1i} = \sqrt{A''_{1i}{}^2 + B''_{1i}{}^2}.$$

Так как, след центра O''_{pi} окна распределительного устройства на оси OO' расположен выше следа центра $O_{и_i}$ окна нагнетания золотникового устройства, то A''_{1i} определяется из выражения (6.52).

Так как, след центра O''_{pi} окна распределительного устройства на оси $O''O'''$ расположен правее следа центра $O_{и_i}$ окна нагнетания золотникового устройства (рис. 6.8), то

$$B''_{2i} = O_{и_i} E'' = K''L = O_1L - O_2K'',$$

где $O_1L = R_{кр} \cdot \cos \beta_{и_i}''$;

$$O_2K'' = R_{и}^0 \cdot \cos \alpha_i''.$$

Тогда

$$B''_{2i} = R_{кр} \cdot \cos \beta_{и_i}'' - R_{и}^0 \cdot \cos \alpha_i'', \quad (6.59)$$

а межцентровое расстояние M''_{1i} будет равно

$$M''_{1i} = \sqrt{\left[R''_{iu} \cdot \cos \alpha'_i + e - R_{kp} \cdot \cos \beta''_{ni} \right]^2 + \left[R_{kp} \cdot \cos \beta''_{ni} - R''_{iu} \cdot \cos \alpha'_i \right]^2}. \quad (6.60)$$

Расстояние между центром O''_{pi} окна распределительного устройства и центром O'_{cli} окна слива золотникового устройства обозначим:

$$M''_{2i} = O''_{pi} O'_{cli}.$$

Из $\triangle O''_{pi} O'_{cli} D''$ межцентровое расстояние M''_{2i} равно:

$$M''_{2i} = \sqrt{\left(O'_{cli} D'' \right)^2 + \left(O''_{pi} D'' \right)^2}.$$

Обозначим $O'_{cli} D'' = A''_{2i}$ и $O''_{pi} D'' = B''_{2i}$, тогда

$$M''_{2i} = \sqrt{A''_{2i}{}^2 + B''_{2i}{}^2}.$$

Так как, след центра O''_{pi} окна распределительного устройства на оси OO' расположен ниже, а на оси $O''O'''$ - левее следа центра O'_{cli} окна слива золотникового устройства (рис. 6.8), то межцентровое расстояние M''_{2i} определяется из выражения (6.58).

Разработанная методика позволяет определить количественное изменение площади проходного сечения распределительной системы гидровращателя планетарного типа с учетом геометрических параметров элементов его распределительной системы.

6.3. Проектирование унифицированного ряда высокомоментных гидровращателей планетарного типа

Основными причинами недостаточно широкого использования силового полнопоточного гидропривода активных рабочих органов мобильной техники являются ограниченность номенклатуры гидромашин, трудоемкость их изготовления, а также отсутствие комплексных исследований в области расчета, проектирования, изготовления и эксплуатации гидромашин вращательного действия, особенно высокомоментных гидромоторов [23,126,182].

В настоящее время развивающийся гидропривод мобильной техники, предъявляет новые требования к гидромашинам вращательного действия с очень большими (более $5000\text{Н}\cdot\text{м}$) крутящими моментами и очень низкими (до 10 об/мин) частотами вращения. Таким требованиям удовлетворяют гидравлические вращатели планетарного типа, которые представляют собой совершенно новое направление в развитии высокомоментных планетарных гидромашин вращательного действия.

Современные высокотехнологичные гидравлические вращатели нашли применение в приводах погрузчиков, гидравлических кранов, эвакуаторов, экскаваторов, бульдозеров, дорожных, горных, лесозаготовительных, сельскохозяйственных машин и другой техники, широко применяются для бурения в широком спектре строительных работ [4,35,37,39,40,43,55,56,70,73,212, 227-231].

Анализ конструктивных особенностей [137] показывает (рис. 6.9), что если не считать уплотнительных и соединительных элементов, то гидровращатель состоит из четырех основных деталей – охватывающего вытеснителя 3 (направляющей), установленного эксцентрично внутри направляющей охватываемого вытеснителя 2 (ротора) и двух крышек 4 и 11.

Охватывающий вытеснитель 3 (направляющая) с охватываемым вытеснителем 2 (шестерня) образуют зубчатую пару с внутренним гипоциклоидальным зацеплением, выполняющую две функции: обкатки и герметизации зоны слива от зоны нагнетания. Профиль зубьев шестерни круговой. Между зубьями охватываемого вытеснителя 2, который выполняет роль распределителя, выполнены углубления (окна).

Крышка 4, на которой выполнены распределительные окна, выполняет функцию золотникового устройства. Крышки 4 и 11 прикреплены к направляющей 3 стяжными болтами 13 с гайками 9. Торцевой зазор между охватываемым вытеснителем 2 и крышками 4, 11 уплотнен резиновыми и чугунными кольцами 6.

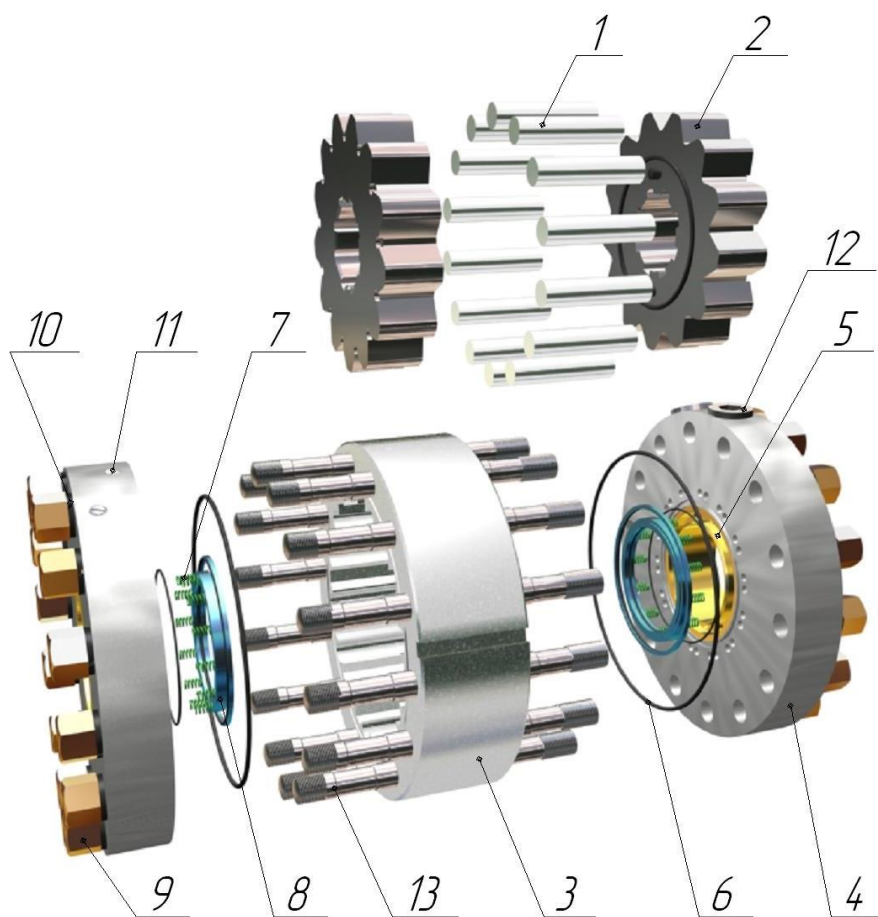


Рис. 6.9. Гидровращатель планетарного типа серии ПРГВ:
 1 – ролики; 2 – ротор; 3 – направляющая; 4, 11 – крышка; 5 – втулка;
 6 – уплотнительное кольцо; 7 – пружины; 8 – втулка; 9 – гайки;
 10 – шайбы; 12 – пробки; 13 – стяжные болты

Основным отличием гидровращателя от гидромотора является [137, 138,193] эксцентричное движение направляющей (корпуса). Вращатель не имеет выходного вала, и конструктивно выполнен таким образом, что соединяется с валом активного рабочего органа гидрофицируемой машины при помощи шлицевого отверстия выполненного в охватываемом вытеснителе (роторе). Планетарное движение в этих гидромашинах происходит за счет действия гидравлического поля, которое поджимает шестерню и заставляет ее катиться по направляющей. Двигается гидравлическое поле в сторону противоположную движению шестерни, которая движется параллельно направляющей по окружности, образованной направляющей.

Для расширения области применения гидравлических вращателей пла-

нетарного типа, был разработан унифицированный ряд гидровращателей ПРГВ с рабочими объемами 4000, 5000, 6300 и 8000 см^3 (рис. 6.10). Разработанные гидровращатели внедрены на АО «Хидроинпекс» (г. Сорока, Молдова) и серийно выпускаются с маркировкой GPR-F-M.

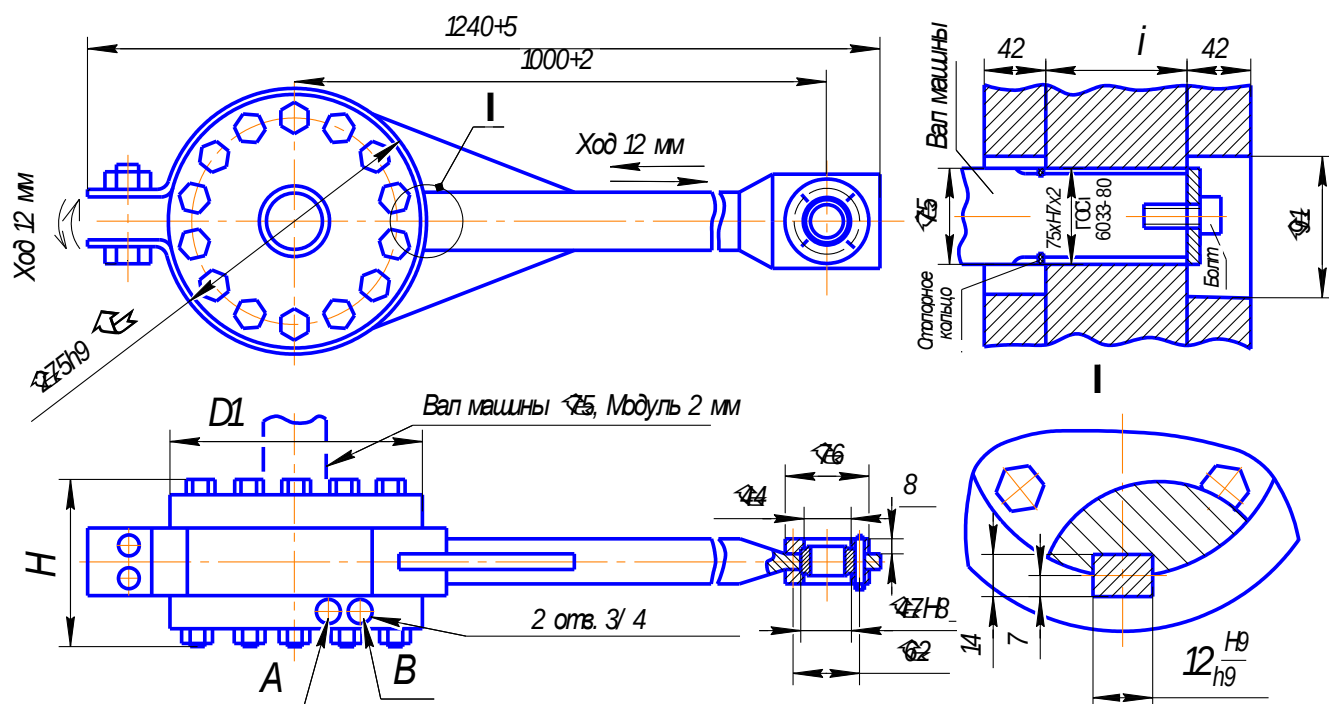


Рис. 6.10. Унифицированный ряд гидравлических вращателей планетарного типа

Технические характеристики унифицированного ряда гидравлических вращателей планетарного типа приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1

Технические характеристики унифицированного ряда планетарных гидровращателей серии ПРГВ

Рабочий объем, см^3	Расход жидкости ном., $\text{дм}^3/\text{с}$	Частота вращения вала ном., об/мин.	Перепад давления ном., МПа	Давление на входе макс., МПа	Крутящий момент ном., Н·м не менее	Эффект. мощность на валу ном., Вт	Масса, кг не более	Общая длина, L, мм
4000	1,06	20	16	21	7000	14	37	150
5000		16			8750		44	170
6300		9			11000		51	190
8000		7			13750		58	210

Разработанные гидравлические вращатели планетарного типа (рис. 6.10) имеют достаточно высокий и стабильный КПД в широком диапазоне изменения выходных параметров.

Для ускорения освоения производства унифицированного ряда гидровращателей планетарного типа при их проектировании большое значение уделялось универсализации их составных элементов, а также модульности их оформления.

На основании комплексных исследований в области расчета и проектирования гидромашин вращательного действия, разработан унифицированный ряд гидравлических вращателей планетарного типа с рабочими объемами 4000, 5000, 6300 и 8000 $см^3$, соответственно. Использование разработанных гидровращателей в гидроприводах активных рабочих органов мобильной техники позволит уменьшить ее металлоемкость и затраты топлива, как новой так и модернизированной мобильной техники, а также сократить время на ее проектирование. Разработанные конструкторская документация (Приложение *В*), методики расчета и проектирования внедрены на предприятиях, изготавливающих планетарные гидромашин (Приложение *Г*).

6.4. Классификация гидравлических машин планетарного типа

Результаты проведенных комплексных исследований в области расчета и проектирования гидромашин объемного действия с циклоидальной формой вытеснителей позволил разработать классификацию гидромашин планетарного типа [23] с учетом теории, рабочих процессов и их конструктивных особенностей.

В настоящее время, для привода активных рабочих органов мобильной техники используются гидромашин планетарного типа, представленные основными четырьмя кинематическими схемами (рис.1.25). К этим гидромашинам относятся (рис. 6.12):



Рис. 6.12. Гидравлические машины планетарного типа

– семейство планетарных гидромоторов, состоящее из четырех типоразмерных рядов [23,126], представленное унифицированными гидромоторами ПРГ-33, с номинальной мощностью 33 кВт и рабочим объемом 800...1600 см³, ПРГ-22 мощностью 22 кВт и с рабочим объемом 160...630 см³, ПРГ-11 мощностью 11кВт и рабочим объемом 50...200 см³ и ПРГ-6,5 мощностью 6,5 кВт и рабочим объемом 32...125 см³ (рис. 6.12);

– гидромашины малой мощности от 1 до 3 кВт, представленные гидромотором ПРГ-2 с карданной передачей (рис. 6.12);

– гидромашины с очень большими (более 5000 Н·м) крутящими моментами и очень низкими (от 0,5 об/мин) частотами вращения, представленные гидравлическими вращателями планетарного типа ПРГВ-6300 (рис.6.12);

– высокооборотные гидромашины с большими частотами вращения (до 5000 об/мин), представленные героторными гидромашинами ГГ-11 (рис.6.12).

Несмотря на то, что все рассмотренные гидромашины (рис. 6.12) являются гидромашинами с циклоидальной формой вытеснителей в зависимости

от конструктивных особенностей они различаются:

- по частоте вращения выходного вала;
- по виду движения вытеснителей;
- по способу компенсирования планетарного движения вытеснителей;
- по способу распределения рабочей жидкости.

В зависимости от частоты вращения выходного вала планетарные гидромашины делятся на:

- низкооборотные (частота вращения $0,5 \dots 50$ об/мин);
- среднеоборотные (частота вращения $50 \dots 500$ об/мин);
- высокооборотные (частота вращения $500 \dots 5000$ об/мин).

По виду движения вытеснителей гидромашины делятся на планетарные и героторные.

Планетарное движение вытеснителей применяется:

- в низкооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала $0,5 \dots 50$ об/мин;
- в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала $50 \dots 500$ об/мин;
- в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала $500 \dots 2500$ об/мин.

Планетарное движение этих гидромашин представлено следующим образом (рис. 6.13): внутри неподвижного (охватывающего) вытеснителя 1 со вставными зубьями 2 (роликами) вращается внутренний (охватываемый) вытеснитель 3.

Происходит вращение за счет действия гидравлического поля, которое поджимает подвижный вытеснитель. Здесь красным цветом показана зона нагнетания 4, желтым – зона слива 5, которые расположены строго симметрично.

Двигается гидравлическое поле в сторону противоположную движению подвижного вытеснителя. За один оборот гидравлического поля подвижный вытеснитель поворачивается на один зуб. Сам подвижный вытеснитель 3 движется параллельно направляющей, по окружности, которую образывает

неподвижный вытеснитель 1. Центр подвижного вытеснителя O движется по окружности, т.е. совершает планетарное движение.

Героторное движение [24] вытеснителей (рис. 6.14) применяется в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 1500...5000 об/мин.

Охватывающий вытеснитель 1 вращается вокруг центра O_1 , а охватываемый вытеснитель 3 – вокруг центра O_2 , т.е. каждый из вытеснителей вращается вокруг своего центра. Справа красным цветом показана зона нагнетания 4, слева желтым – зона слива 5, которые расположены строго симметрично. Гидравлическое поле в данном случае неподвижно. В этом случае охватываемый вытеснитель (внутренняя шестерня) повернется на один зуб относительно охватывающей шестерни, когда вал совершит один оборот.

По способу компенсации планетарного движения вытеснителей гидромашины делятся на четыре схемы компенсации:

- с помощью внешнего зубчатого зацепления, согласно второй кинематической схемы (рис. 1.25, б);
- с помощью карданной передачи, согласно третьей кинематической схемы (рис. 1.25, в);
- с помощью дополнительного компенсирующего механизма, согласно четвертой кинематической схемы (рис. 1.25, г);
- с помощью смещения вытеснителей (роторов), согласно первой кинематической схемы (рис. 1.25, а).

Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью внешнего зубчатого зацепления (рис. 6.13) применяется:

- в низкооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 40...50 об/мин;
- в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 50...500 об/мин;
- в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500...2500 об/мин.

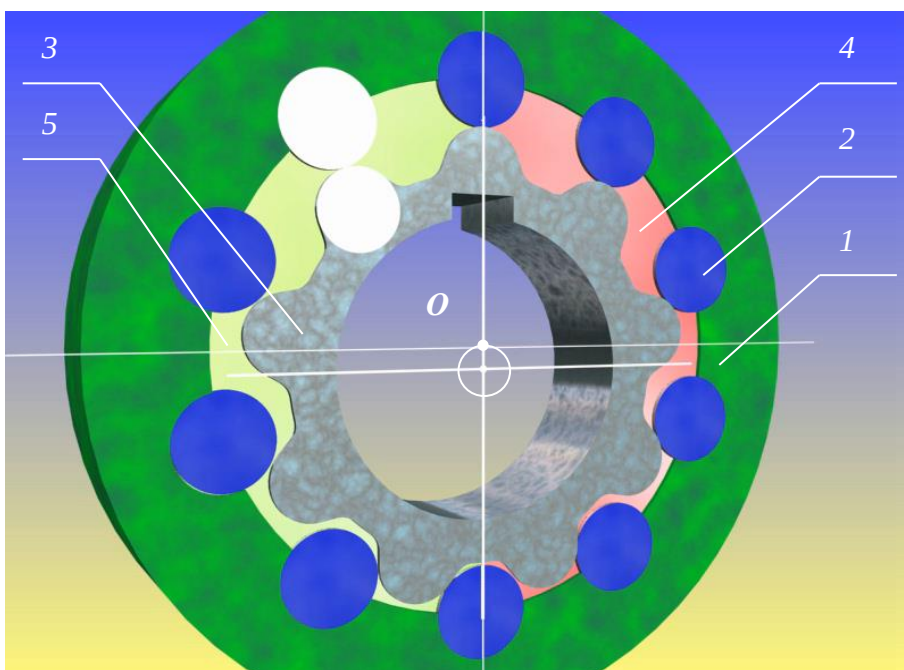


Рис. 6.13. Планетарное движение вытеснителей:
 1 – охватывающий вытеснитель; 2 – ролики; 3 – охватываемый вытеснитель; 4 – зона нагнетания; 5 – зона слива

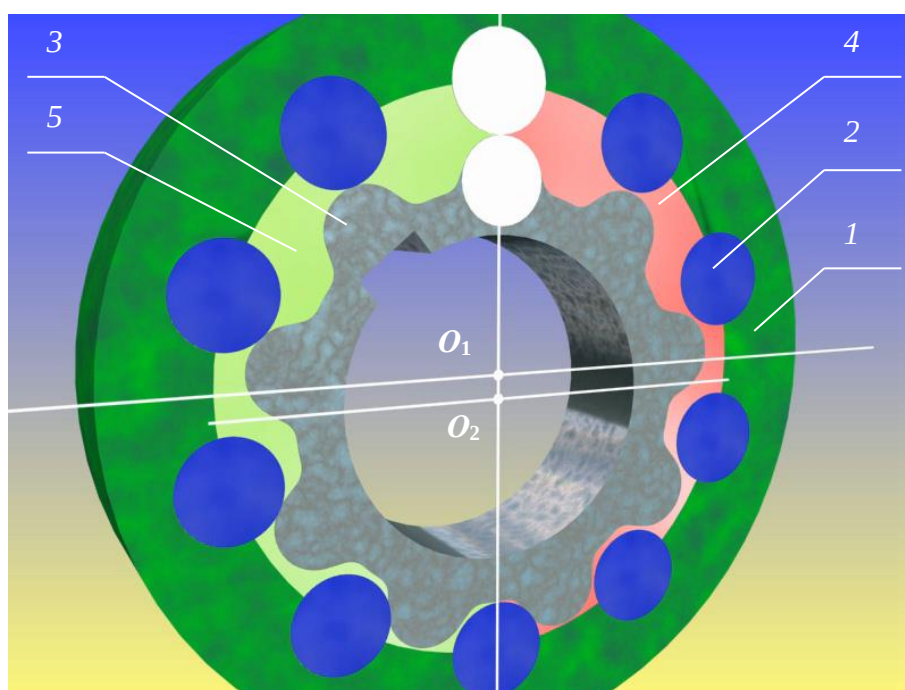


Рис. 6.14. Героторное движение вытеснителей:
 1 – охватывающий вытеснитель; 2 – ролики; 3 – охватываемый вытеснитель;
 4 – зона нагнетания; 5 – зона слива

Принцип работы этих гидромашин аналогичен принципу работы планетарного редуктора. Роль солнечной шестерни (рис. 6.15) выполняет подвижный охватываемый вытеснитель 1. Он вращается концентрично корпусу 3, который выполняет роль коронной шестерни.

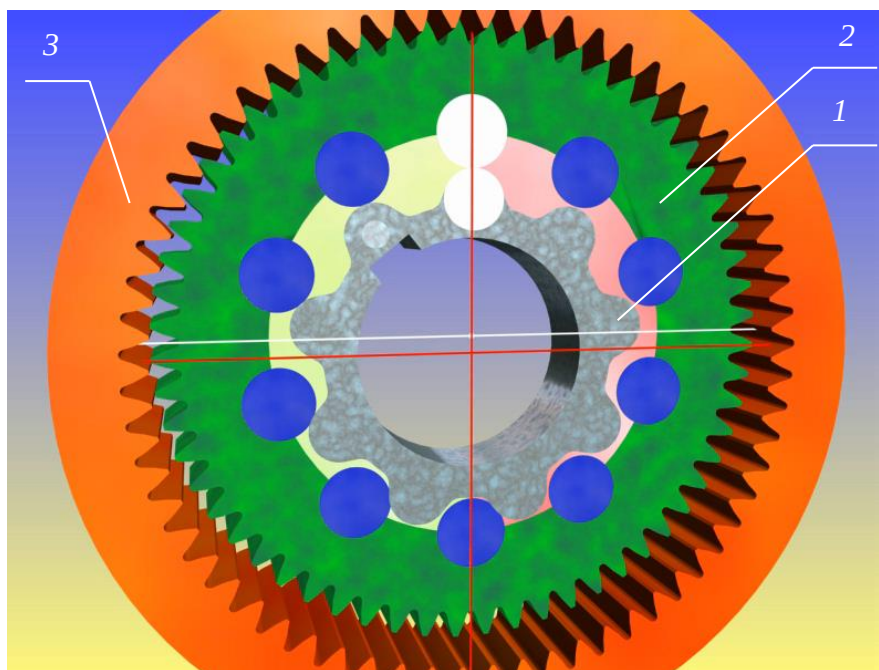


Рис. 6.15. Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью внешнего зубчатого зацепления:

1 – охватываемый вытеснитель (солнечная шестерня); 2 – охватывающий вытеснитель (сателлит); 3 – корпус (коронная шестерня)

Движение между ними компенсирует охватывающий вытеснитель 2, выполняющий роль сателлита, который контактирует внутренним зацеплением с солнечной шестерней 1 (подвижным охватываемым вытеснителем) и внешним зацеплением связан с коронной шестерней 3 (корпусом). Этот сателлит 2 и является компенсирующим механизмом планетарного движения вытеснителей. Роль водила в этой гидромашине, как и во всех гидромашинах планетарного типа, выполняет рабочая жидкость.

Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью карданной передачи [155] (рис. 6.16) применяется:

- в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного

вала 200...500 об/мин;

– в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500...2500 об/мин.

Внутри неподвижного охватывающего вытеснителя 1 (рис. 6.16) со вставленными роликами 2 вращается охватываемый (внутренний) вытеснитель 3. Охватываемый вытеснитель 3 движется внутри неподвижного охватывающего вытеснителя 1, причем центр подвижного вытеснителя движется по окружности, т.е. совершает планетарное движение. Это движение может компенсироваться с помощью карданной передачи. Подвижный охватываемый вытеснитель 3 соединен с валом 4, который вращается концентрично неподвижному охватывающему вытеснителю 1. Внутри полого вала 4 находится кардан 5, выполненный в виде вала, на концах которого выполнены элементы квадратного сечения 6, позволяющие ему вращаться как внутри вала 4, так и внутри охватываемого вытеснителя 3. Кардан 5 по углу отклоняется на $5...10^\circ$ от оси, что позволяет компенсировать планетарное движение внутреннего вытеснителя 3.

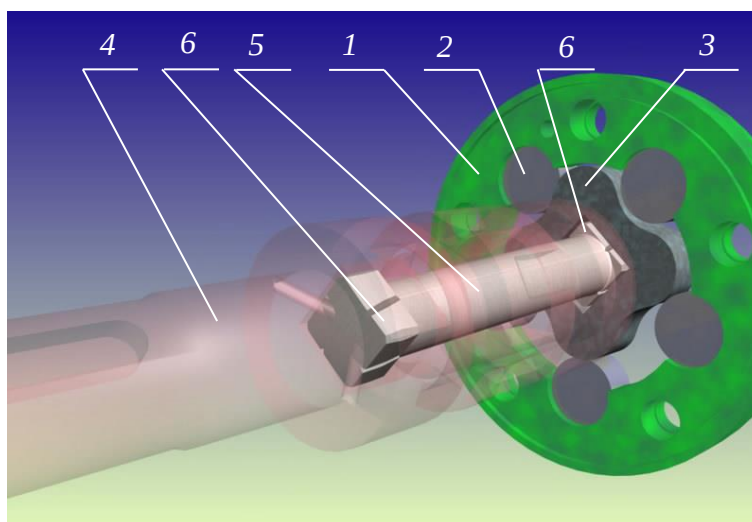


Рис. 6.16. Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью карданной передачи:

1 – охватывающий вытеснитель; 2 – ролики; 3 – охватываемый вытеснитель; 4 – вал; 5 – кардан; 6 – элементы квадратного сечения

Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью

дополнительного внешнего компенсирующего механизма (рис. 6.17) применяется в низкооборотных гидромашинах (гидровращателях) с частотой вращения выходного вала 0,5...50 об/мин [154].

Внутри охватывающего вытеснителя 2 (рис.6.17) установлен охватываемый вытеснитель 1, на который с одной стороны равномерно действует давление рабочей жидкости. Под действием этого давления охватываемый вытеснитель 2 катится внутри охватывающего вытеснителя 1. Роль водила в гидровращателе, как и во всех гидромашинах планетарного типа, выполняет рабочая жидкость.

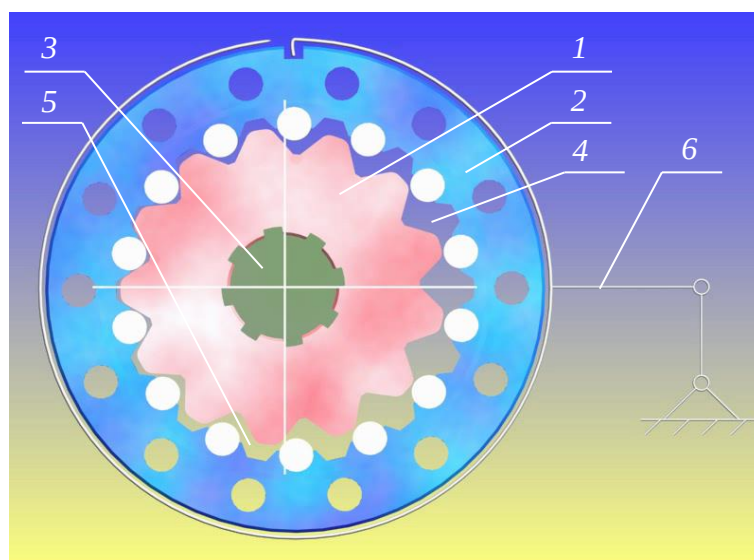


Рис. 6.17. Компенсирование планетарного движения вытеснителей с помощью внешнего компенсирующего механизма:

1 – охватываемый вытеснитель (шестерня); 2 – охватывающий вытеснитель (направляющая); 3 – вал приводного устройства; 4 – зона нагнетания; 5 – зона слива; 6 – двухзвенный рычаг

Гидравлическое поле (зона нагнетания 4 и зона слива 5), создаваемое распределительной системой в рассматриваемой гидромашине, движется параллельно поверхности охватывающего вытеснителя 2, и, следовательно, вращается. Подвижный вытеснитель 1 обкатывается по неподвижному 2, с той же скоростью, что и гидравлическое поле, поворачиваясь при этом в противоположную сторону. Подвижный вытеснитель 1 соединен с валом 3 (зеленого цвета) активного рабочего органа гидрофицируемой машины при по-

мощи шлицевого отверстия, при этом охватывающий вытеснитель 2 (направляющая) совершает плоскопараллельные колебательные движения. Планетарное движение корпуса компенсируется с помощью двухзвенного рычага 6.

Компенсирование героторного движения [24] (частный случай планетарного движения) вытеснителей с помощью смещения вытеснителей (роторов) (рис. 6.18) применяется в высокооборотных гидромашинах (героторных) с частотой вращения выходного вала 1500...5000 об/мин.

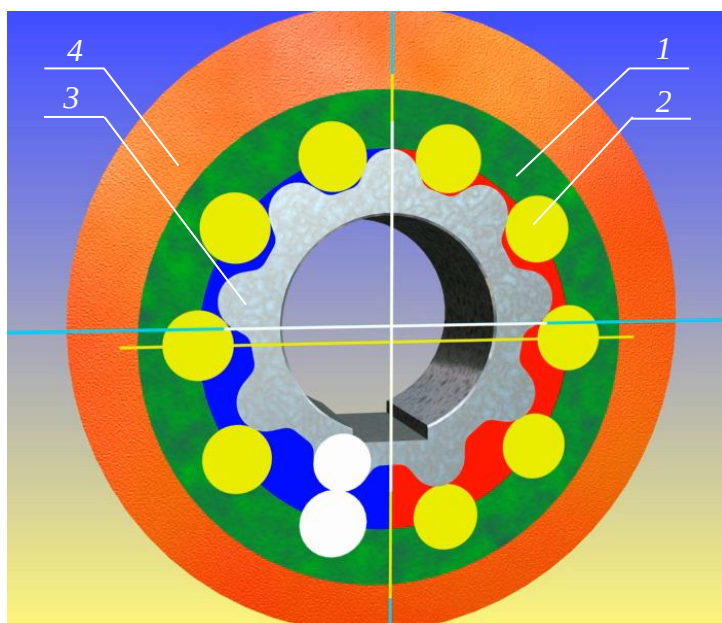


Рис. 6.18. Компенсирование героторного движения вытеснителей с помощью смещения вытеснителей (роторов):

1 – охватывающий вытеснитель; 2 – ролики;
3 – охватываемый вытеснитель; 4 – корпус

Подвижный (охватывающий) вытеснитель 1 (рис. 6.16) эксцентрично установлен в корпусе 4. Внутри подвижного (охватывающего) вытеснителя 1 со вставными зубьями 2 (роликами) вращается внутренний (охватываемый) вытеснитель 3. Центр охватываемого вытеснителя 3 расположен в центре корпуса 4, а центр охватывающего вытеснителя 2 смещен на величину эксцентриситета зубчатой пары (вытеснителей). Таким образом, охватывающий 1 и охватываемый 3 вытеснители вращаются каждый вокруг своего центра, а гидравлическое поле в данном случае неподвижно. Компенсирование геро-

торного движения происходит за счет смещения центра охватывающего вытеснителя 1.

По способу распределения рабочей жидкости планетарные гидромашины различают:

- с торцевым распределением;
- с цапфенным распределением;
- с непосредственным распределением;
- с героторным распределением.

Торцевое распределение рабочей жидкости (рис. 6.19) применяется:

- в низкооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 40...50 об/мин;
- в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 50...500 об/мин;
- в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500...1500 об/мин.

Корпус гидромотора (рис. 6.19) изображен прозрачным, в нем есть входное отверстие, через которое подается рабочая жидкость под давлением (красный цвет) и выходное отверстие, через которое рабочая жидкость сливается (синий цвет).

При работе планетарного гидромотора распределитель 2 вращается, а золотник 1 остается неподвижным. Рабочая жидкость под давлением (красный цвет) – зона нагнетания 5 движется по кольцевым каналам 4 и радиальным отверстиям, выполненным в кольцевых каналах 4 золотника 1 к окнам нагнетания 7 золотника 1, которые соединяются с распределительными окнами распределителя 2 и попадает в рабочие камеры, образованные зубчатыми поверхностями охватывающего 7 и охватываемого 8 вытеснителей, а затем при вращении распределителя зона нагнетания 5 сменяется зоной слива 6 и жидкость идет на слив, т.е. гидравлическое поле перемещается.

В зависимости от фаз работы распределительной системы направление движения рабочей жидкости по этим каналам, отверстиям и окнам меняется в

ту или иную сторону, жидкость попадает в рабочие камеры или вытесняется из них.

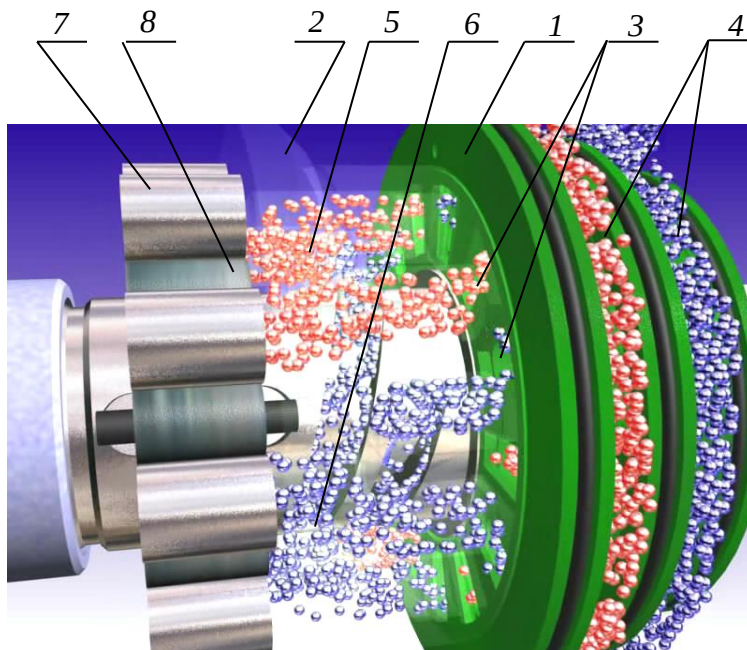


Рис. 6.19. Принцип работы торцевого распределения рабочей жидкости:

1 – золотник; 2 – распределитель; 3 – распределительные окна; 4 – кольцевые каналы; 5 – зона нагнетания; 6 – зона слива; 7 – охватывающий вытеснитель; 8 – охватываемый вытеснитель

Цапфенное распределение рабочей жидкости (рис. 6.20) применяется:

- в среднеоборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 200...500 об/мин;
- в высокооборотных гидромашинах с частотой вращения выходного вала 500...2500 об/мин.

Цапфенное распределенное устройство (рис. 6.20) представляет собой вал 6, с выполненными на нем проточками (пазами) нагнетания 4 и слива 5, который установлен в корпусе 1, с выполненными в нем радиальными 7 и торцевыми 8 отверстиями.

В корпусе 1 (рис. 6.20) гидромотора имеется входное отверстие 2, через которое подается рабочая жидкость под давлением и выходное отверстие 3, через которое рабочая жидкость сливается. Жидкость под давление поступает в пазы нагнетания 4, выполненные на валу 6. Условимся, что вал 6 с наре-

занными на нем пазами 4, 5 вращается, а корпус 1 с отверстиями 7 – неподвижен. Далее при вращении вала 6 пазы нагнетания 4 соединяются с радиальными отверстиями 7, выполненными в корпусе 1, и рабочая жидкость попадает в них. Из радиальных отверстий 7, которые соединены с торцевыми отверстиями 8 жидкость попадает в рабочие камеры 9 (красный цвет), образованные охватывающим 10 и охватываемым 11 вытеснителями, и вытесняется из них (синий цвет). Гидравлическое поле (зона нагнетания и зона слива) движется в сторону противоположную вращению вала 6.

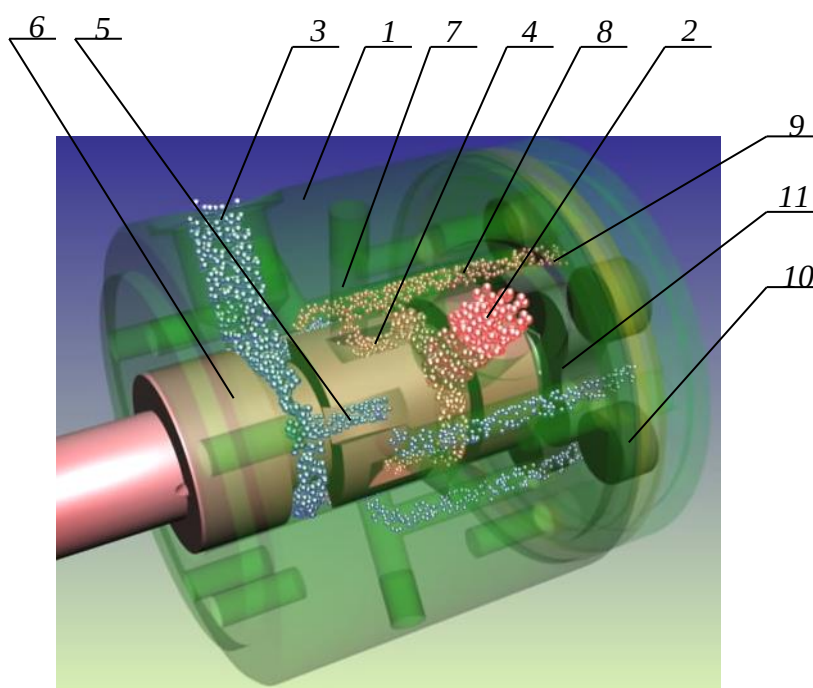


Рис. 6.20. Принцип работы цапфенного распределения рабочей жидкости:

- 1 – корпус; 2 – входное отверстие; 3 – выходное отверстие; 4 – пазы нагнетания; 5 – пазы слива; 6 – вал; 7 – радиальные отверстия; 8 – торцевые отверстия; 9 – рабочие камеры; 10 – охватывающий вытеснитель; 11 – охватываемый вытеснитель

Непосредственное распределение рабочей жидкости (рис. 6.21) применяется в низкооборотных гидромашинах (гидровращателях) с частотой вращения выходного вала 0,5...50 об/мин.

Рабочая жидкость (рис. 6.21) под давлением подается во входное отверстие 5, а сливается через выходное отверстие 6. Из входного отверстия рабочая жидкость под давлением поступает в кольцевой канал 7, выполнен-

ный в правой крышке 1, и от него одновременно – в аксиальные отверстия 8, откуда через перепускной канал в направляющей 3, поступает в аксиальные отверстия, выполненные в левой крышке 2. Далее жидкость через отверстия 9, выполненные на торцевых поверхностях шестерни 4, поступает в рабочие камеры 10, которые образованы внутренней поверхностью направляющей 3 (охватывающего вытеснителя) с роликами 11 и внешней поверхностью шестерни 4 (охватываемого вытеснителя).

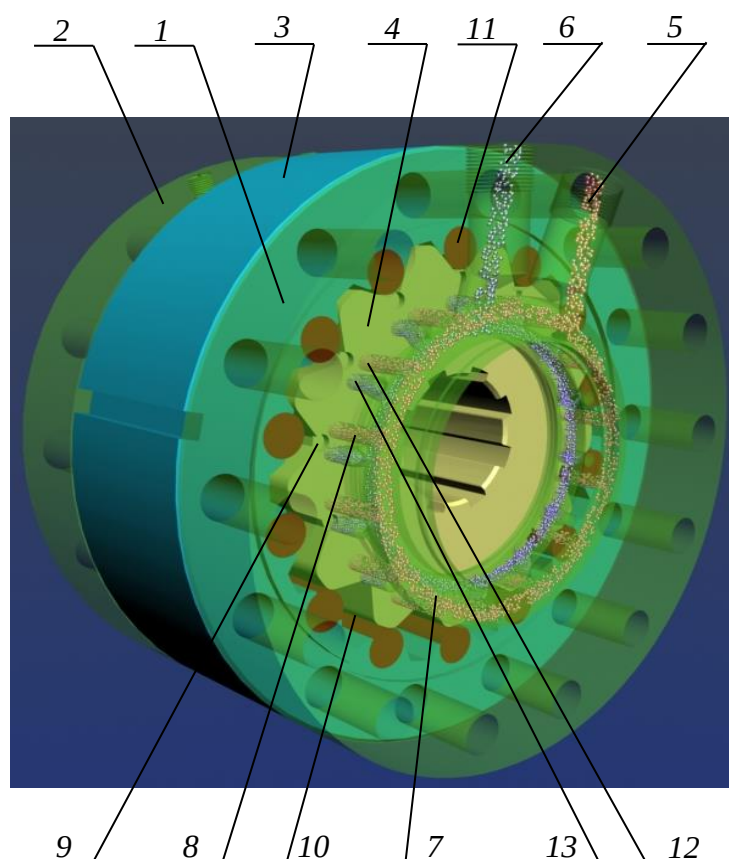


Рис. 6.21. Принцип работы непосредственного распределения рабочей жидкости:

- 1 – правая крышка; 2 – левая крышка; 3 – направляющая; 4 – шестерня;
 5 – входное отверстие; 6 – выходное отверстие; 7 – кольцевой канал;
 8 – аксиальные отверстия; 9 – распределительные окна; 10 – рабочие камеры;
 11 – ролики; 12 – окна нагнетания; 13 – окна слива

Под действием давления жидкости направляющая 3 начинает обкатываться по шестерне 4, одновременно сообщая ей вращательное движение. Характерное (плоскопараллельное с вращением) движение шестерни 4 относительно торцевых поверхностей золотникового устройства обуславливает

перемещение отверстий 9, выполненных на торцевых поверхностях шестерни 4 (распределительное устройство) по торцевой поверхности крышек 1 и 2, в которых выполнены отверстия нагнетания 12 и слива 13 золотникового устройства. Все это и представляет собой непосредственное распределение.

Героторное распределение рабочей жидкости (рис. 6.22) применяется в высокооборотных гидромашинах (героторных) с частотой вращения выходного вала 500...5000 об/мин.

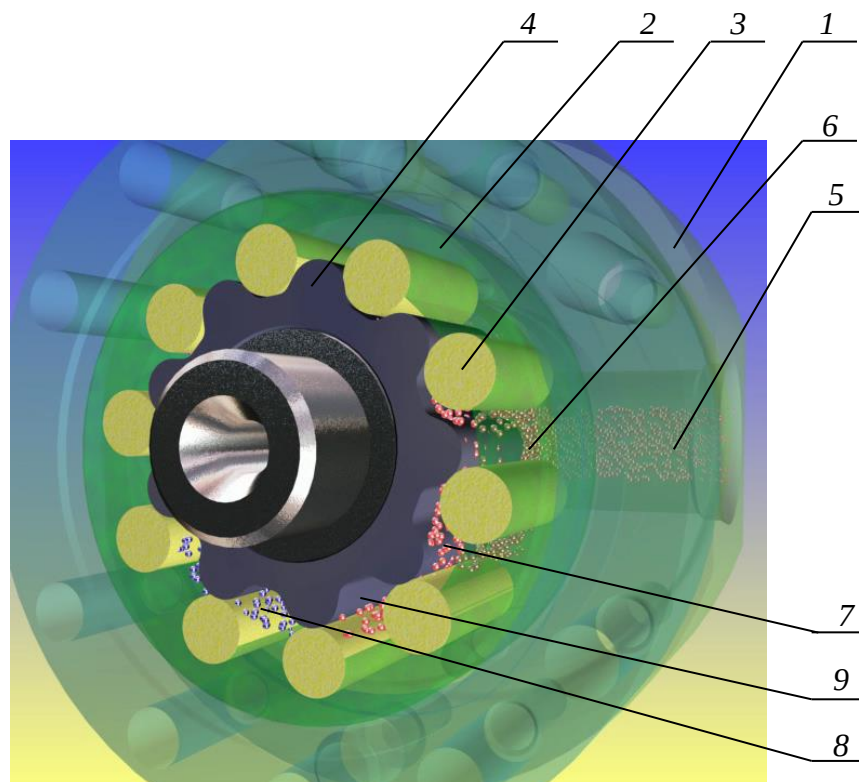


Рис. 6.22. Принцип работы героторного распределения рабочей жидкости:

1 – крышка; 2 – охватывающий вытеснитель; 3 – ролики; 4 – охватываемый вытеснитель; 5 – входное отверстие; 6 – серповидное окно нагнетания; 7 – зона нагнетания; 8 – зона слива; 9 – рабочие камеры

Рабочая жидкость (рис. 6.22) под давлением подается во входное отверстие 5 крышки 1, откуда поступает в серповидное окно 6, выполненное в крышке 1, а затем в рабочие камеры 9, образованные охватывающим 2 и охватываемым 4 вытеснителями. В режиме гидромотора, поступающая жидкость разжимает вытеснители 2 и 4, заставляя их вращаться. Гидравлическое поле (зона нагнетания 7 и зона слива 8) в данном случае неподвижно.

Таким образом, в зависимости от частоты вращения выходного вала,

вида движения вытеснителей, способа компенсирования планетарного движения вытеснителей и способа распределения рабочей жидкости разработана классификация планетарных гидромашин по конструктивным особенностям (табл. 6.2).

Анализ таблицы 6.2 показывает, что в зависимости от числа оборотов планетарные гидромашины делятся на:

- низкооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 0,5...50 об/мин, имеющие планетарное движение вытеснителей, которое компенсируется с помощью дополнительного внешнего компенсирующего механизма и непосредственное распределение рабочей жидкости и используются в качестве гидромотора;

- низкооборотные гидромашины (гидровращатели) с частотой вращения выходного вала 40...50 об/мин, имеющие планетарное движение вытеснителей, которое компенсируется с помощью внешнего зубчатого зацепления и торцевое распределение рабочей жидкости и используются в качестве гидромотора;

- среднеоборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 50...500 об/мин, имеющие планетарное движение вытеснителей, которое компенсируется с помощью внешнего зубчатого зацепления или карданной передачи и торцевое распределение рабочей жидкости и используются в качестве гидромотора;

- среднеоборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 200...500 об/мин, имеющие планетарное движение вытеснителей, которое компенсируется с помощью внешнего зубчатого зацепления или карданной передачи и цапфенное распределение рабочей жидкости и используются в качестве гидромотора;

- высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 500...1500 об/мин, имеющие планетарное движение вытеснителей, которое компенсируется с помощью внешнего зубчатого зацепления или карданной передачи и торцевое распределение рабочей жидкости и используют-

ся в качестве гидромотора;

Таблица 6.2

Классификация планетарных гидромашин по конструктивным особенностям

Наименование планетарной гидромашины по классификатору	Номинальные параметры планетарных гидромашин			Движение вытеснителей	Компенсация планетарного движения вытеснителей	Распределение рабочей жидкости	Тип гидромашины
	частота вращения, об/мин	расход (подача), л/мин	давление, МПа				
низко- оборотные	0,5...50	50...100	10...25	планетарное	дополнительный механизм	непосредственное	гидромотор
	40...50	100...200			внешнее зубчатое зацепление	торцевое	
средне- оборотные	50...500	50...200	5...25	планетарное	внешнее зубчатое зацепление; карданная передача	торцевое	гидромотор
	200...500	50...100				цапфенное	
высоко- оборотные	500...1500	20...80	5...25	планетарное	внешнее зубчатое зацепление; карданная передача	торцевое	гидромотор; гидронасос
	500...2500	20...80				цапфенное	
	1500...5000	20...200	1...25	героторное	смещение роторов	героторное	

- высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 500...2500 об/мин, имеющие планетарное движение вытеснителей, которое компенсируется с помощью внешнего зубчатого зацепления или карданной передачи и цапфенное распределение рабочей жидкости и используются в качестве гидромотора;

- высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 1500...5000 об/мин, имеющие героторное движение (частный случай планетарного движения) вытеснителей, которое компенсируется с помощью смещения вытеснителей (роторов) и героторное распределение рабочей жидкости и используются, как в качестве гидромотора, так и в качестве насоса.

В зависимости от вида движения вытеснителей (табл. 6.2) планетарные гидромашины делятся на:

- планетарные низко-, средне- и высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 0,5...2500 об/мин, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью дополнительного внешнего компенсирующего механизма, внешнего зубчатого зацепления и карданной передачи. В этих гидромашинах может применяться непосредственное, торцевое и цапфенное распределение рабочей жидкости; используются они в качестве гидромотора;

- героторные высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 1500...2500 об/мин, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью смещения роторов. В этих гидромашинах может применяться героторное распределение рабочей жидкости; используются они, как в качестве гидромотора, так и в качестве насоса.

В зависимости от способа компенсации планетарного движения вытеснителей (табл. 6.2) гидромашины могут быть:

- с дополнительным внешним компенсирующим механизмом – это низкооборотные планетарные гидромашины (гидровращатели) с частотой вращения выходного вала 0,5...50 об/мин и непосредственным распределением рабочей жидкости, применяющиеся в качестве гидромотора;

- с внешним зубчатым зацеплением – это низко-, средне- и высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 40...2500 об/мин с торцевым распределением рабочей жидкости, применяющиеся в качестве гидромотора;

- с карданной передачей – это низко-, средне- и высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 50...2500 об/мин с торцевым или цапфенным распределением рабочей жидкости, применяющиеся в качестве гидромотора;

- со смещением роторов – это высокооборотные героторные гидромашины с частотой вращения выходного вала 1500...5000 об/мин с героторным распределением рабочей жидкости, применяющиеся, как в качестве гидромотора, так и в качестве насоса.

В зависимости от способа распределения рабочей жидкости (табл. 6.2) планетарные гидромашины могут быть:

- с непосредственным распределением рабочей жидкости – это низкооборотные гидромашины (гидровращатели) с частотой вращения выходного вала 0,5...50 об/мин, дополнительным внешним компенсирующим механизмом планетарного движения, применяющиеся в качестве гидромотора;

- с торцевым распределением рабочей жидкости – это низко-, средне- и высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 40...2500 об/мин, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью внешнего зубчатого зацепления и карданной передачи, применяющиеся в качестве гидромотора;

- с цапфенным распределением рабочей жидкости – это средне- и высокооборотные гидромашины с частотой вращения выходного вала 200...2500 об/мин, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью карданной передачи, применяющиеся в качестве гидромотора;

- с героторным распределением рабочей жидкости – это высокооборотные (героторные) гидромашины с частотой вращения выходного вала

1500...5000 об/мин, компенсация планетарного движения которых может осуществляться с помощью смещения роторов, применяющиеся, как в качестве гидромотора, так и в качестве насоса.

Проведенные исследования позволили разработать классификацию гидравлических машин объемного действия с циклоидальной формой вытеснителей в зависимости от их конструктивных и функциональных характеристик, применение которой позволит производить выбор оптимальных гидромашин для привода активных рабочих органов мобильной техники.

6.5. Выводы

На основании комплексных исследований в области расчета и проектирования гидромашин вращательного действия можно сделать следующие выводы:

- разработан математический аппарат и методика определения геометрических параметров элементов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа, позволяющая определять количественную характеристику изменения зазоров между зубьями вытеснителей на основании изменения геометрических параметров элементов его вытеснительной системы;
- разработан математический аппарат и методика определения количественного изменения площади проходного сечения распределительной системы гидровращателя планетарного типа с учетом геометрических параметров элементов его распределительной системы;
- разработана методика проектирования планетарных гидровращателей с заданными выходными характеристиками, позволяющая проектировать элементы вытеснительной и распределительной систем гидровращателей планетарного типа с учетом их конструктивных и функциональных особенностей;
- разработан унифицированный ряд гидравлических вращателей планетарного типа с рабочими объемами 4000, 5000, 6300 и 8000 $см^3$, соответ-

ственно, использование которого в гидроприводах активных рабочих органов мобильной техники позволит уменьшить ее металлоемкость, энергетические затраты, а также сократить время на ее проектирование;

- разработана конструкторская документация на унифицированный ряд гидравлических вращателей планетарного типа;

- разработана классификация гидравлических машин объемного действия с циклоидальной формой вытеснителей в зависимости от их конструктивных и функциональных характеристик, применение которой позволит осуществить выбор оптимальных схем планетарных гидромашин для привода активных рабочих органов мобильной техники;

- разработанные методики расчета и проектирования внедрены на специализированных предприятиях, изготавливающих планетарные гидромашин и используются в учебном процессе при изучении дисциплин «Гидропривод сельскохозяйственной техники», «Гидравлические системы сельскохозяйственной техники», а также при курсовом и дипломном проектировании.

ВЫВОДЫ

В результате выполнения диссертационной работы решена научно-практическая проблема – усовершенствование теории расчета и проектирования рабочих поверхностей вытеснительной и распределительной систем гидравлических вращателей планетарного типа на базе исследования их рабочих процессов. Основные научные результаты и выводы состоят в следующем:

1. Анализ рассмотренных гидравлических приводов активных рабочих органов мобильной техники с гидравлическими вращателями планетарного типа показал, что в состав элементов гидроагрегата, как правило, входят: приводной двигатель, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и непосредственно сам гидравлический вращатель с упруго-инерционной нагрузкой. Изучение работ, посвященных анализу математических моделей рабочих процессов планетарных гидровращателей, работающих в составе гидроагрегатов мобильной техники, позволило выявить ряд неучтенных факторов для разработки математической модели с учетом влияния приводного двигателя и упруго-инерционного нагрузки на изменение динамических характеристик элементов гидроагрегата при разгоне; сжимаемости рабочей жидкости (компрессии и декомпрессии) в рабочих полостях гидравлических элементов гидроагрегата; кинематики и динамики перемещений запорно-регулирующих элементов предохранительного клапана непосредственного действия; влияния конструктивных особенностей вытеснительных и распределительных систем на изменение выходных характеристик гидровращателя.

2. Разработанная математическая модель рабочих процессов, происходящих в гидровращателе планетарного типа, входящего в состав гидроагрегата, с учетом приводного двигателя и упруго-инерционной нагрузки, включающая уравнения расходов и неразрывности потока на основе системного подхода, когда гидроустройства (включая рабочую жидкость) рассмат-

риваются во взаимосвязи, как единое целое, представляющая собой систему дифференциальных, алгебраических уравнений и неравенств, учитывающая нелинейности, ограничения и погрешности моделируемых элементов, может быть использована для исследования гидроагрегатов привода активных рабочих органов дорожной, строительной, сельскохозяйственной и др. мобильной техники. Разработанная теория, математический аппарат и алгоритм расчета для определения взаимосвязи геометрических параметров и выходных характеристик вытеснительной и распределительной систем позволяют исследовать изменение выходных характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата в процессе эксплуатации приводов активных рабочих органов мобильной техники.

3. Проведенные параметрические исследования позволяют сделать вывод, что значение максимального зазора между зубьями элементов вытеснительной системы, обеспечивающего необходимую заполняемость рабочих камер гидровращателя планетарного типа, определяется кинематической схемой вытеснительной системы с количеством зубьев шестерни и направляющей равными $Z_{ш} = 13$ и $Z_{напр} = 14$, соответственно. При этом значения максимального зазора между вытеснительными элементами, соединяющими рабочие камеры, у модернизированного гидровращателя в 3,36 раза выше, чем у серийного, что во столько же раз увеличивает заполняемость его рабочих камер. Обоснованная кинематическая схема является наиболее оптимальной при проектировании гидровращателей планетарного типа, так как обеспечивает площадь проходного сечения непосредственной распределительной системы модернизированного гидровращателя равную $107,8 \text{ мм}^2$, что в 1,61 раза больше, чем у серийного, и на 38% увеличивает количество рабочей жидкости, проходящей через его распределительную систему. Впервые было установлено и определено изменение гидравлического КПД в каналах проточных частей распределительных систем планетарных гидровращателей, выраженное через потери давления рабочей жидкости. При этом значение гидравлического КПД модернизированного гидровращателя на 14...19% выше, чем у се-

рийного.

4. Исследованиями динамики изменения выходных характеристик гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата при разгоне установлено, что номинальное значение давления рабочей жидкости у модернизированного гидровращателя на 22% выше, чем у серийного, а колебания давления рабочей жидкости на 29 % меньше; значение крутящего момента у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а колебания крутящего момента на 10 % меньше; номинальное значение количества рабочей жидкости, подводимой к модернизированному гидровращателю на 21% выше, чем у серийного; номинальное значение частоты вращения у модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного, а колебания частоты вращения на 8 % меньше; номинальное значение затрачиваемой мощности у модернизированного гидровращателя на 37% выше, чем у серийного, а колебания затрачиваемой мощности на 14 % меньше; номинальное значение полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 55% выше, чем у серийного, а колебания полезной мощности на 17% больше; номинальное значение объемного КПД модернизированного гидровращателя на 17% выше, чем у серийного, механического КПД – на 14% и общего КПД – на 29% выше.

5. Разработанный стенд для проведения экспериментальных исследований позволяет проводить испытания гидровращателей планетарного типа с рабочими объемами 2000...8000 см^3 . Проведенными стендовыми испытаниями установлено, что перепад давлений и изменения расхода рабочей жидкости не оказывает влияния на изменение частоты вращения «вала» гидровращателя, при этом частота вращения «вала» модернизированного гидровращателя на 33% выше, чем у серийного; значения крутящего момента у модернизированного гидровращателя при номинальных оборотах, на 33% выше, чем у серийного, при этом отклонения крутящего момента у модернизированного гидровращателя составляют 7...18 %, а у серийного достигают 25 %; значения полезной мощности у модернизированного гидровращателя на 55 % вы-

ше, чем у серийного, при этом отклонения полезной мощности модернизированного гидровращателя составляют 3%, а у серийного достигают 23 %; значения затрачиваемой мощности у модернизированного гидровращателя на 41 % выше, чем у серийного; значения гидромеханического КПД у модернизированного гидравлического вращателя на 14% выше, чем у серийного; значения объемного КПД у модернизированного гидровращателя на 12 % выше, чем у серийного; значения общего КПД у модернизированного гидравлического вращателя примерно на 22% выше, чем у серийного.

6. В результате выполненных экспериментальных исследований с использованием методики проведения полнофакторного эксперимента, получены уравнения регрессии, описывающие изменения выходных характеристик серийного гидровращателя в диапазоне изменения перепада давления $\Delta p = 6,3...16 \text{ МПа}$ и частоты вращения $n = 2...8 \text{ мин}^{-1}$, а так же модернизированного – в диапазоне изменения перепада давления $\Delta p = 8...20 \text{ МПа}$ и частоты вращения $n = 3...12 \text{ мин}^{-1}$; изменения влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей планетарного типа на изменения их выходных характеристик в диапазоне изменения перепада давления $\Delta p = 6...16 \text{ МПа}$ и частоты вращения $n = 2...8 \text{ мин}^{-1}$; полученные математические модели адекватно описывают взаимосвязь функциональных и геометрических параметров гидровращателя планетарного типа в составе гидроагрегата с вероятностью $\alpha = 0,95$.

7. На основании комплексных исследований в области расчета и проектирования гидравлических вращателей планетарного типа разработана теория, математический аппарат и методики определения геометрических параметров элементов вытеснительной и распределительной систем гидровращателя планетарного типа, позволяющие определить количественную характеристику изменения зазоров между зубьями элементов вытеснительной системы и площади проходного сечения непосредственной распределительной системы на основании изменения геометрических параметров элементов этих систем. Разработанный унифицированный ряд и конструкторская документа-

ция на изготовление гидравлических вращателей планетарного типа с рабочими объемами 4000, 5000, 6300 и 8000 см^3 , соответственно, использующиеся в гидроагрегатах привода активных рабочих органов мобильной техники, с сохранением массогабаритных показателей, позволяют уменьшить ее металлоемкость, энергетические затраты, а также сократить время на ее проектирование. Разработана классификация гидравлических машин объемного действия с циклоидальной формой вытеснителей в зависимости от их конструктивных и функциональных характеристик, применение которой позволит осуществить выбор оптимальных схем планетарных гидромашин для привода активных рабочих органов при проектировании мобильной техники. Разработанные методики расчета и проектирования, конструкторская документация и стенд для испытаний гидравлических вращателей планетарного типа внедрены на АО «Гидроинпекс» (г. Сорока, Молдова), а также используются на кафедре мобильных энергетических средств Таврического государственного агротехнологического университета при изучении дисциплин «Гидропривод сельскохозяйственной техники», «Гидравлические системы сельскохозяйственной техники», а также при курсовом и дипломном проектировании.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Аврунин Г.А. Анализ развития объемных гидropередач для мобильных машин // Г.А. Аврунин / Промислова гiдравліка і пневматика, 2005. – № 4(10). – С. 3-10.
2. Аврунин Г.А. Анализ современного технического уровня гидropередач // Г.А. Аврунин, И.В. Кабаненко, В.В. Хавиль / Вибрации в технике и технологиях. – Винница, 2003. – №4 (30). – С. 3-6.
3. Алексеев А.К. Исследование и расчет высокочастотных колебаний давления в гидросистеме с аксиально-поршневым насосом // А.К. Алексеев, С.А. Макушин, М.М. Гарипов и др. / Динамика машин, 1980. – №6. – С.15-22.
4. Астахов А.В. Гидропривод рудничных машин / А.В. Астахов, Ю.Ф. Пономаренко. – М.: Недра, 1981. – 197 с.
5. Бажин И. И. Автоматизированное проектирование машиностроительного гидропривода / И. И. Бажин, Ю. Г. Беренгард, М. М. Гайцгори и др. Под общей ред. С. А. Ермакова. – М.: Машиностроение, 1988. – 312 с.
6. Бажин И.И. Определение зазора и потерь мощности в гидростатических опорах поршневых насосов // И.И. Бажин, Л.А. Ищенко, А.Я. Оксененко / Вестник машиностроения, 1980. – №3. – С. 8-12.
7. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы: Учебник для ВТУЗов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423с.: ил.
8. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1971. – 672с.
9. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
10. Бердников В.В. Прикладная теория гидравлических цепей / В.В. Бердников. – М.: Машиностроение, 1977. – 200с.

11. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины / Б.Н. Бирюков. – М.: Машиностроение, 1977, 152с.: ил.
12. Блинов Е.И. Модели двигательно-трансмиссионных установок в собственных координатах // Е.И. Блинов / Аспирант и соискатель, 2002. – №1. – С.170-179.
13. Бондарь В.А. Система load-sensing в сельскохозяйственной технике // В.А. Бондарь / Вибрации в технике и технологиях. – Винница, 2003. – №4 (30). – С. 19-26.
14. Борисов С.Г. Средства и методы контроля параметров зацепления волновых зубчатых передач // С.Г. Борисов и др. / Вестник машиностроения, 1987. – №5. – С. 26-28.
15. Васильев Л.В. Орбитальные гидромоторы для приводов рабочего оборудования тракторов и сельскохозяйственных машин // Л.В. Васильев, А.П. Калиновский / Тракторы и сельхозмашины, 1975. – №2. – С. 36-38.
16. Васильченко В.А. Гидравлическое оборудование мобильных машин: Справочник / В.А. Васильченко. – М.: Машиностроение, 1983. – 301 с.
17. Васильченко В.А. Основные направления развития аксиально-поршневых насосов и гидромоторов для мобильных машин // В.А. Васильченко, Л.Г. Додин, М.А. Син / Строительные и дорожные машины, 1983. – №10. – С. 16-18.
18. Васильченко В.А. Развитие объемного гидропривода строительных и дорожных машин // В.А. Васильченко / Строительные и дорожные машины, 1981. – №5. – С. 30-31.
19. Волошина А.А. Визначення об'ємних витрат торцевої розподільної системи планетарної гідромашини // А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, І.І. Мілаєва / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2000. – Вип.2. – Т.17. – С. 95-102.
20. Волошина А.А. Влияние конструктивных особенностей распределительных систем на выходные характеристики планетарных гидромашин // А.А. Волошина / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.5. – С. 3-9.

21. Волошина А.А. Исследование влияния формы окон торцевой распределительной системы на выходные характеристики планетарных гидромашин // А.А. Волошина, В.М. Верещага, В.В. Тарасенко, Г.В. Бедлецкий / Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип.1. – Т.3. – С. 177-185.

22. Волошина А.А. Исследование процессов, происходящих в гидроприводах сельскохозяйственной техники // А.А. Волошина / Тракторная энергетика в растениеводстве: Сборник научных трудов Харьковского государственного технического университета сельского хозяйства. – Харьков, 2002. – Вып.5. – С. 241-247.

23. Волошина А.А. Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники / А.А. Волошина // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип. 11. – т.1. – С. 67-85.

24. Волошина А.А. Конструктивные особенности и принцип работы героторных гидромашин / А.А. Волошина // Науковий висник ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 2. – Т.5. – С. 220-226.

25. Волошина А.А. Математическая модель предохранительного клапана непрямого действия // А.А. Волошина / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.4. – С. 230-239.

26. Волошина А.А. Обоснование технологического процесса регенерации отработанных масел // А.А. Волошина, А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, С.Д. Гуйва / Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 2005. – Вип. 30. – с.19-25.

27. Волошина А.А. Оптимізація параметрів торцевої розподільної системи з додатковими розвантажувальними вікнами // А.А. Волошина / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2001. – Вип.2. – Т.17. – С. 88-94.

28. Волошина А.А. Совершенствование конструкций планетарных гидромоторов путем модернизации их распределительных систем: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Волошина Анжела Анатольевна. – Мелітополь, 2004. – 205 с.

29. Воронов С.А. Исследование изменения стыкового зазора в распределительном узле аксиально-поршневой гидромашины // С.А.Воронов,

А.Н. Густомясов, А.Ю. Рыбаков, Е.П. Тетерин // Изв. вузов Машиностроения, 1988. – №1. – С. 77-81.

30. Вуль Я.Р. Влияние параметров торцевого распределителя аксиального роторно-поршневого насоса на пульсацию давления в напорной магистрали // Я.Р. Вуль, С.Н. Попов, А.К. Алексеев, В.Г. Герасимов / Вестник машиностроения, 1977. – №7. – С. 23-26.

31. Галиев Ш.У. Кавитационные резонансные колебания жидкости в трубопроводах // Ш.У. Галиев, А.В. Яковцов / Космическая наука и техника, 1988. – Вып.3. – С. 72-70.

32. Гвинерия К. Гидравлические силовые цилиндры // К. Гвинерия / Сельский механизатор, 2000. – №6. – С. 28-29.

33. Гвинерия К. Гидроагрегаты // К. Гвинерия / Сельский механизатор, 2000. – №11. – С. 26-27.

34. Героторный насос [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.boschrexroth.com/country_units/america/united_states/sub_websites/bus_brh_i/en/products_ss/09_pumps.

35. Гидравлическая схема буровой установки УРБ 2А2 [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.urb2a2.su/gidro-urb2a2.html>.

36. Гидравлические агрегаты тракторов и сельскохозяйственных машин / Каталог в 2-х частях. – М., 1989-1990.

37. Гидравлические вращатели «Bruce» серии SGA [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://tdsmi.ru/gidravlicheskie-vraschateli-serii-sga>.

38. Гидравлические вращатели РПГ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://gidromash.lipetsk.ru>.

39. Гидравлические вращатели фирмы DIGGA [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.larssenservice.ru/index.ph>.

40. Гидравлический вращатель Auger Torque [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://tdsmi.ru/gidravlicheskie-vraschateli-auger-torque>.

41. Горелик Г.Б. Двигатели внутреннего сгорания: теория автоматического регулирования // Учебное пособие / Тихоокеанский государственный

университет, 2010. – 144 с.

42. Городецкий К.И. Механический КПД объемных гидромашин // К.И. Городецкий / Вестник машиностроения, 1977. – №7. – С. 19-23.

43. Григорьев А. Современное навесное оборудование для бурения скважин / А. Григорьев // Основные Средства, 2009. – №12.

44. Данилов Ю.А. Аппаратура объемных гидроприводов / Ю.А. Данилов, Ю.Л. Кирилловский, Ю.Г. Колпаков. – М.: Машиностроение, 1990. – 278с.

45. Денисов Е.А. Коэффициенты полезного действия гидрообъемных передач аксиально-поршневого типа на различных режимах их работы // Е.А. Денисов, Н.В. Феличкин / Тезисы доклада всесоюзной научно-технической конференции "Совершенствование и автоматизация производственных процессов гидравлическими и пневматическими устройствами". – Челябинск: ЧГТУ, 1991. – С. 10-11.

46. Детина А.Ф. Гидропривод машин для животноводства и кормопроизводства / А.Ф. Детина, В.Г. Куранов. – М.: Колос, 1984. – 223с.

47. Дидур В.А. Моделирование процесса измерения технического состояния планетарных гидромоторов при износе // В.А. Дидур, А.И. Панченко / Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1988. – №9.

48. Дидур В.А. Исследование эксплуатационной надежности гидропривода транспортера разбрасывателя органических удобрений РОУ-5: Отчет о НИР (заключ.) // В.А. Дидур, А.И. Панченко / М-во сел.хоз-ва СССР: Инв.№02840019476. – Мелитополь, 1982. – С. 52.

49. Дидур В.А. Обоснование диагностических параметров планетарных гидромашин // В.А. Дидур, А.И. Панченко, В.А. Кожухарь / Техника в сельском хозяйстве, 1990. – №4.

50. Дидур В.А. Определение установившейся скорости вала планетарного гидропривода // В.А. Дидур, А.И. Панченко, В.В. Крылов, А.В. Леонова / Механизация и электрификация сельского хозяйства. – К: 1988. – Вып. 68.

51. Дидур В.А. Планетарно-роторные гидромоторы // В.А. Дидур, А.И. Панченко / Ваш надежный партнер в обеспечения качества ремонта гидроаппаратуры». – АПН СССР. – Запорожье-Мелитополь, 1991. – С. 15-18.

52. Дидур В.А. Роторные гидромашины для лесозаготовительной техники / В.А. Дидур, А.И. Панченко, В.В. Крылов – М.: ВНИПИЭИ леспром, 1986. – Вып.6. – 20 с.

53. Дидур В.А. Дидур В.А. Совершенствование технологии производства планетарных гидромоторов с целью повышения их надежности / В.А. Дидур, А.И. Панченко, Ю.А. Тищенко и др. – Отчет о НИР №ГР01360043977. – Инв№ 02870050226. – МИМСХ, 1986. – 191 с.

54. Дидур В.А. Совершенствование технологии производства планетарных гидромоторов с целью повышения надежности / В.А. Дидур, А.И. Панченко, С.Д. Гуйва и др. – Отчет о НИР № ГР 107 1847. – Инв №02880082. – МИМСХ, 1983. – 102 с.

55. Докунин А.В. Исследования и оптимизация гидропередат горных машин / А.В. Докунин, В.М. Берман, А.Я. Рогов, Л.С. Фейфец. – М.: Наука, 1978. – 196 с.

56. Докунин А.В. Радиально-поршневые гидромоторы многократного действия / А.В. Докунин, А.Я. Рогов, Л.С. Фейфец. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.

57. Дрекслер П. Проектирование и сооружение гидроустановок. Учебный курс по гидравлике / П. Дрекслер, Х. Фаатц, Ф. Файхт, Х. Гайс, Й. Морлок, Э. Висман. – Лор на Майне: Маннесман, Рексрот, 1988. – т.3. – 376с.

58. Дьячков Б.И. Высокомоментные гидромоторы однократного действия / Б.И. Дьячков. – М.: Машиностроение, 1979. – 120 с.

59. Ерасов Ф.Н. К кинематическому анализу планетарно-роторных объемных машин // Ерасов Ф.Н., Иванченко Ф.Н. / Вестник машиностроения, 1975. – №9. – С.11-15.

60. Ерасов Ф.Н. Новые планетарные машины гидравлического привода / Ф.Н. Ерасов. – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.

61. Ершов Б.И. Отжимающая сила на торцевом распределителе аксиальных гидромашин // Б.И. Ершов, Н.П. Ковалев, Г.П. Карев / Вестник машиностроения, 1977. – №10. – С. 42-44.

62. Ершов Б.И. Распределитель аксиальных гидромашин с равенством утечек в направлениях внутреннего и наружного поясков // Б.И. Ершов, П.П. Карев / Вестник машиностроения, 1979. – №10. – С. 39-40.

63. Зайончковський Г.Й. Оцінка динамічних властивостей гідромеханічних слідяючих приводів по характеристикам їх динамічної жорсткості // Г.Й. Зайончковський / Автоматизація виробничих професій, 2004. – №2. – С.148-153.

64. Зайончковський Г.Й. Оцінка динамічних властивостей гідромеханічних рульових слідуючих приводів // Г.Й. Зайончковський / Гідравліка і пневматика, 2008. – № 1 (19). – С. 5-11.

65. Зайончковський Г.Й. Проектування систем керування літальних апаратів. Системи керування літака з гідромеханічним приводом: Навчальний посібник / Є.І. Абрамов, Г.Й. Зайончковський. – К.: НАУ, 2005. – 188 с.

66. Кислов В.И. и др. Конструирование и производство топливной аппаратуры тракторных дизелей. – М.: Машиностроение, 1972. – 302 с.

67. Кнэпп Р., Дэйли Дж., Хэммит Ф. Кавитация. М., 1974. – 688 с.

68. Ковалев В. Н. Кинематика двухступенчатого планетарного механизма типа 2К-V с цевочным зацеплением // В.Н. Ковалев, С.О. Киреев, В.П. Степанов / Изв. вузов. Машиностроение, 1989. – № 5. С. 46–51.

69. Ковалев В.Н. Кинематика контакта цевочной ступени передачи 2К-V // В.Н. Ковалев, С.О. Киреев, В.П. Степанов / Вестник машиностроения, 1991. – №12. – С. 15-17.

70. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин / П.В. Коваль. – М.: Машиностроение, 1979. – 319 с.

71. Кожевников С.Н. Гидравлический и пневматический приводы металлургических машин / С.Н. Кожевников. – М.: Машиностроение, 1973. – 359 с.

72. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / М.С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 267 с.
73. Комбинированная дорожная машина КО-829Д [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.besttm.ru/e-store/tech/491/3209>.
74. Кондаков Л.А. Машиностроительный гидропривод / Л.А.Кондаков, Г.А. Никитин, В.Н. Прокофьев и др. – М.: Машиностроение, 1978. – 495 с.
75. Кондаков Л.А. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А.Кондаков, А.И.Голубев, В.Б.Овандел и др.; Под общ. ред. А.И.Голубева, Л.А.Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
76. Кононенко А.П. Математическая модель рабочего процесса гидравлического ударного механизма // А.П. Кононенко, Т.А. Устименко, С.А. Селивра, А.Ф. Яценко / Наукові праці ДНТУ: Серія гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДВНЗ "ДонНТУ". – 2008. – Вип. 16 (142). – С. 258-263.
77. Коробочкин Б.Л. Определение угловой скорости гидравлического двигателя с катящимся ротором // Б.Л. Коробочкин, Д.Г. Левин, Ю.А. Языков / Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М.: Машиностроение, 1986. – Вып.12. – С. 211-216.
78. Крагельский И.В. Трение, изнашивание и смазка: Справочник в 2-х кн. / Под ред. И. В. Крагельского, В. В. Алисина. Кн. 2. М.: Машиностроение, 1979. – 358 с.
79. Красневский Л.Г. Современные тенденции развития гидроприводов и гидроавтоматики в автотракторостроении // Л.Г. Красневский, В.С. Шевченко / Промислова гідравліка і пневматика, 2004. – № 1(3). – С. 83-85.
80. Кузнецов В.С. Обобщенные условия устойчивости предохранительных и переливных клапанов // В.С. Кузнецов, Д.Н. Попов / Пневматика и гидравлика. М., 1977. – Вып.4. – С. 250-258.
81. Кюрчев В.М. Експериментальне обґрунтування величин перекриття розподільних вікон // В.М. Кюрчев, А.А. Волошина, І.І. Мілаєва, С.В. Кю-

рчев, Д.П. Журавель / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2001. – Вип.2. – Т.19. – С.13-17.

82. Кюрчев В.Н. Моделирование изменения пропускной способности распределительных систем в процессе работы // В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев / Труды ТГАТА. – Мелітополь, 1999. – Вип.2. – Т.12. – С.70-77.

83. Кюрчев В.Н. Повышение работоспособности планетарных гидромоторов, применяемых в приводах сельскохозяйственной техники // В.Н. Кюрчев, В.Н. Федосов, А.А. Волошина, И.И. Милаева / Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків, 2003. – Вип.15. – С. 169-173.

84. Кюрчев С.В. Исследование процесса перемещения вытеснителей планетарных гидромашин // С.В. Кюрчев / Тракторная энергетика в растениеводстве. Сборник научных трудов ХГТУСХ. – Харьков, 2002. – Вип.5. – С.235-240.

85. Левитский Н.И. Синтез пневматических и гидравлических механизмов // Н.И. Левитский, Е.В. Герц, Г.В. Крейнин, Е.А. Цуханова / Механика машин, 1976. – Вип. 51. – С. 96-102.

86. Лінник М.К. Основы розрахунку гідроприводу методами теорії графів // М.К. Лінник, С.І. Пастушенко / Вісник аграрної науки, 2001. – №9. – С.49-51.

87. Ловкис З.В. Гидроприводы сельскохозяйственной техники: Конструкция и расчет / З.В. Ловкис. – М., 1990.

88. Ловкис З.В. Гидроприводы сельскохозяйственных машин / З.В. Ловкис. – Минск: Урожай, 1986. – 216 с.

89. Лурье З.Я. Выбор метода многокритериального проектирования объемных гидромашин // З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко / Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Вип.89. – С. 17-21.

90. Лурье З.Я. Динамика без редукторного гидропривода машин с

возрастающим моментом инерции в процессе их пере настройки // З.Я. Лурье, Г.А. Аврунин, А.И. Жерняк и др. / Вестник машиностроения, 1999. – №5. – С. 3-8.

91. Лурье З.Я. Динамика высокорасходного предохранительного клапана на примере режима перегрузки системы гидростатического подъема вала паровой турбины // З.Я. Лурье, А.И. Гасюк / Вісник НТУ „ХПІ”. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2004. – Вип.12. – С. 23-28.

92. Лурье З.Я. Динамика гидроагрегата копрового прессы с учетом нестационарных явлений // З.Я. Лурье, А.Ю. Старченко / Промислова гідроліка і пневматика, 2005. – № 4(10). – С. 63-67.

93. Лурье З.Я. Динамика гидропривода высокоинерционных механизмов на базе высокомоментного гидромотора // З.Я. Лурье, Г.А. Аврунин, А.И. Жерняк, Е.П. Иваницкая / Вестник машиностроения, 1998. – №8. – С. 7-10.

94. Лурье З.Я. Динамика системы в режиме перегрузки с предохранительным клапаном непрямого действия // З.Я. Лурье, А.И. Гасюк / Вестник национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». – Машиностроение. – Суммы: СумГУ, 2000. – Вып.38. – Т.1. – С. 91-96.

95. Лурье З.Я. Исследование статических характеристик предохранительного клапана непрямого действия // З.Я. Лурье, А.И. Гасюк / Вестник национального технического университета «ХПИ». – Харьков, 2001. – Вып.7. – С.75-80.

96. Лурье З.Я. Математическая модель гидроагрегата копрового прессы для утилизации металлического лома // З.Я. Лурье, В.В. Татьков, И.М. Федоренко, А.Ю. Старченко / Вестник Сумского государственного университета: Технические науки, 2003. – №13(59). – С. 118-123.

97. Лурье З.Я. Математическая модель гидроприводного насосного агрегата для разрыва нефтяных пластов // З.Я. Лурье, А.И. Панченко, А.И. Гасюк / Праці ТДАТУ, 2010. – Вип. 10. – Т. 9. – С. 5-25.

98. Лурье З.Я. Математическая модель гидросистемы в режиме пере-

грузки с предохранительным клапаном непрямого действия (на примере гидросистемы подъема вала паровой турбины) // З.Я. Лурье, А.И. Гасюк / Вестник Харьковского государственного политехнического университета. – Харьков: ХГПУ, 2000. – Вып.101. – С. 20-25.

99. 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. – Винница, 2003. – №3 (29). – С. 9-13.

100. Лурье З.Я. Математическая модель системы регулирования гидротурбины // З.Я. Лурье, В.Н. Дмитерко / Промислова гідравліка і пневматика, 2003. – №1. – С. 43-46.

101. Лурье З.Я. Многокритериальное проектирование объемных насосов для промышленных гидроприводов // З.Я. Лурье, А.И. Жерняк, В.М. Петухов, В.П. Саенко / Приводная техника. – М.: Машиностроение, 1998. – №7. – С. 5-8.

102. Лурье З.Я. Многокритериальное проектирование шестеренных насосов с внутренним зацеплением // З.Я. Лурье, А.И. Жерняк, В.П. Саенко / Вестник машиностроения, 1996. – №3 – С. 3-8.

103. Лурье З.Я. Оптимальное проектирование высокомоментного гидромотора и оценка динамических свойств гидросистемы на его базе // З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко / Промислова гідравліка і пневматика, 2004. – № 1(3). – С.30-34.

104. Лурье З.Я. Скорость течения вязкой жидкости в постоянном зазоре узла поршень-цилиндр объемной гидромашины // З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко / Вестник Харьковского государственного политехнического университета, 1999. – Вып.85. – С. 66-73.

105. Лурье З.Я.. Скорость течения вязкой жидкости в переменном по длине зазоре поршневой пары высокомоментного радиально-поршневого гидромотора многократного действия // З.Я. Лурье, И.Г. Лищенко / Вестник Харьковского государственного политехнического университета, 2000. –

Вып.95. – С. 43-49.

106. Малышев В.С., Бабошин А.А. Автомобильные двигатели. – Мурманск: МГТУ, 2008. – 78 с.

107. Мальцев П.М. Основы научных исследований / Мальцев П.М., Емельянова Н.А. – Киев: Вища школа, 1982. – 192 с.

108. Матвиенко А.А. Усовершенствование физических и математических моделей реальных процессов объемных утечек в шестеренных насосах: Дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / Матвиенко Александр Александрович. – Кировоград, 2012. – 180 с.

109. Мухаметшин З.Х. Гидрообъемные трансмиссии тракторов с планетарно-роторными гидромоторами // З.Х. Мухаметшин, А.И. Панченко, В.А. Кожухарь / Библиограф. указат. ВИНТИ «Депонир. научные работы», 1990 – №6.

110. Навроцкий К.Л. Теория и проектирование гидро- и пневмоприводов / К.Л. Навроцкий. – М.: Машиностроение, 1991. – 383 с.

111. Никитин Г.А. Щелевые и лабиринтные уплотнения гидроагрегатов / Г.А. Никитин. – М.: Машиностроение, 1982. – 135 с.

112. Николенко И.В. Гидравлические стенды с рекуперацией мощности для испытания отремонтированных агрегатов // И.В. Николенко / Технология ремонта машин, механизмов и оборудования: Тезисы докладов XIII Международной научно-технической конференции. – Ялта-К., 2000. – С. 69.

113. Николенко И.В. Перспективы применения современного гидропривода в мобильной сельскохозяйственной технике // И.В. Николенко / Механизация и автоматизация технологических процессов в агропромышленном комплексе: Тезисы докладов Всесоюзной научно-практической конференции. – М.: Новосибирск: СибИМЭ, 1989. – С.119.

114. Николенко И.В. Стенды с рекуперацией мощности для испытания объемных гидродвигателей // И.В. Николенко / Диагностика, повышение эффективности, экономичности и долговечности двигателей: Тезисы докладов Всесоюзной научно-технического семинара. – Л.-Пушкин: ЛСХИ, 1990. – С.60.

115. Осипов А.Ф. Объемные гидравлические машины коловратного типа: теория, конструкция, проектирование / А.Ф. Осипов – М.: Машиностроение, 1971. – 208 с.

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

117. ОСТ 2.Г00-1-87. Гидроприводы объемные и пневмоприводы. Термины и определения. – Взамен РТМ 2 Г00-1-76; Введ. 01.01.89. – М.: ВНИИТЭМР, 1989. – 14 с.

118. Панасенко С.М. Объемные потери торцового распределения аксиально-поршневой гидромашины гидропривода трансмиссии трактора // С.М. Панасенко / Сборник научных трудов Харьковского государственного технического университета сельского хозяйства. – Харьков, 1999. – С. 113-120.

119. Панченко А.И. Математическая модель торцевой распределительной системы с окнами в форме паза // А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.М. Верещага, А.А. Зуев / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип. 11. – Т.6. – С.322-331.

120. Панченко А.И. Методика определения рабочего объема гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10. – Т.9. – С. 42-49.

121. Панченко А.И. Определение потерь в гидромоторах, применяемых в приводах активных рабочих органов сельхозмашин // А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, В.К. Кумпан, П.В. Обернихин / Вісник ХДТУСГ. – Харьков, 2003. – Вип.17. – С. 259-264.

122. Панченко А.И. Снижение металлоемкости гидроприводов сельскохозяйственных машин // А.И. Панченко, Т.Н. Панченко, А.А. Волошина, Е.Б. Грингауз / Тезисы докладов международного научно-технического семинара. – Мелітополь, 1995.

123. Панченко А.И. Влияние изменения геометрических и рабочих параметров планетарного гидромотора на его выходные характеристики // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7. – Т.2. – С. 106-112.

124. Панченко А.И. Влияние конструктивных параметров планетарных гидромашин на их выходные характеристики // А.И. Панченко, А.А. Волошина, П.В. Обернихин, И.А. Панченко / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10. – Т.9. – С. 89-96.

125. Панченко А.И. Влияние потерь на функциональные характеристики планетарных гидромашин // А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, Е.Б. Грингауз / Труды ТГАТА. – Мелітополь, 1999. – Вып.2. – Т.10. – С.75-80.

126. Панченко А.И. Гидромашины с циклоидальной формой вытеснителей, применяемые в силовых гидроприводах мобильной техники // А.И. Панченко, А.А. Волошина / Интердрайв – 2012: Официальный каталог IX форума и выставки (Москва, 27-30 марта 2012 года). – Москва, 2012. – С.179-194.

127. Панченко А.И. Гидрообъемные трансмиссии мобильной сельскохозяйственной техники // А.И. Панченко / Труды ТГАТА. – Мелітополь, 1997. – Вып.1. – Т.1.

128. Панченко А.И. Гидрообъемные трансмиссии самоходных уборочных комбайнов // А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, П.В. Обернихин, С.В. Кюрчев / Труды Кировоградского ДТУ. – Кіровоград, 2000.

129. Панченко А.И. Динамика планетарного гидромотора в составе гидроагрегата // А.И. Панченко, А.А. Волошина / Промислова гідравліка і пневматика, 2010. – №3(29). – С. 70-83.

130. Панченко А.И. Изготовление и контроль точности деталей и узлов планетарных гидромоторов // А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.Д. Бескупский, Д.С. Титов / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7. – Т.4. – С.43-56.

131. Панченко А.И. Изменение геометрических параметров распределительной системы при работе планетарной гидромашины // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев / Труды ТГАТА. – Мелитополь, 1998. – Вып.2. – Т.4. – С. 61-65.

132. 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.

133. Панченко А.И. Исследование влияния гидродинамической составляющей на выходные характеристики планетарных гидромоторов // А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7. – Т.1. – С. 232-239.

134. Панченко А.И. Исследование влияния изменения конструктивных параметров распределительных систем на выходные характеристики планетарного гидромотора // А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 37. – С. 72-82.

135. Панченко А.И. Исследование КПД планетарных гидромашин // А.И. Панченко, А.А. Волошина, А.И. Засядько / Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: Матеріали XVII Міжнародної науково-технічної конференції (Черкаси, 17-20 квітня 2012 року). – Черкаси, 2012. – С. 151.

136. Панченко А.И. К вопросу о проектировании распределительных систем планетарных гидромашин // Панченко А.И., Федосов В.Н., Волошина А.А., Титов Д.С. / Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2003. – Вип.12. – С. 34-40.

137. Панченко А.И. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа // А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 174-184.

138. Панченко А.И. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / А.И. Панченко, А.А.

Волошина // Промислова гідравліка і пневматика, 2010. – №3(29). – С. 57–69.

139. Панченко А.И. Математическая модель гидроагрегата с планетарным гидромотором // А.И. Панченко / Промислова гідравліка і пневматика, 2005. – №4(10). – С. 102-112.

140. Панченко А.И. Математическая модель гидромотора привода активных рабочих органов мобильной техники // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.Д. Гуйва / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 36. – С. 165-169.

141. Панченко А.И. Математическая модель гидропривода вращательного действия // А.И. Панченко, А.А. Волошина / Науковий вісник ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип.1. – Т.1. – С. 10-21.

142. Панченко А.И. Математическая модель насосного элемента гидроагрегата // А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, И.И. Милаева / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 35. – С. 64-69.

143. Панченко А.И. Математическая модель предохранительного клапана прямого действия // А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, П.В. Обернихин / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 38. – С. 122-129.

144. Панченко А.И. Математическая модель торцевой распределительной системы с цилиндрическими окнами // А.И. Панченко, А.А. Волошина, Д.С. Титов, А.И. Засядько / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2011. – Вип. 11. – Т.1. – С. 11-22.

145. Панченко А.И. Методика измерения геометрических параметров деталей планетарного гидромотора // А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, А.А. Волошина / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 37. – С. 20-29.

146. Панченко А.И. Методика определения геометрических параметров вытеснителей гидромашин планетарного типа // А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, Д.С. Титов / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10. – Т.9. – С. 66-74.

147. Панченко А.И. Методика увеличения пропускной способности распределительных систем планетарных гидромашин // А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, И.И. Милаева / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2000.

– Вип.1. – Т.15. – С. 31-39.

148. Панченко А.И. Моделирование динамических процессов происходящих в гидроприводах мобильной техники // А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев / Механіка та машинобудування. – Харьков, 1998. – №2. – С. 161-167 (для СП).

149. Панченко А.И. Моделирование процесса распределения жидкости в планетарных гидромашинах // А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, А.С. Крутиков / Механіка та машинобудування. – Харьков, 1999. – №1. – С.22-26 (для СП)

150. Панченко А.И. Обеспечение эксплуатационной надежности двигателей путем воздействия на качественные показатели моторного масла // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.Д. Бескупский / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2005. – Вип. 29. – С. 38-47.

151. Панченко А.И. Обеспечение постоянной суммарной площади проходного сечения распределительной системы планетарного гидромотора // А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.М. Верещага, А.И. Засядько / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 33-41.

152. Панченко А.И. Обоснование высоконадежной конструкции силового соединения планетарного гидромотора // А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин, Д.С. Титов / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 37. – С.83-97.

153. 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.

154. 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.

155. Панченко А.И. Обоснование путей улучшения выходных характеристик планетарных гидромашин малой мощности // А.И. Панченко, А.А.

Волошина, А.А. Зуев, В.П. Кувачев / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 15-27.

156. Панченко А.И. Оптимизация геометрии рабочего профиля вытеснителей планетарных и героторных машин // А.И. Панченко, С.И. Баев, Е.Б. Грингауз / Труды ТГАТА. – Мелитополь, 1998. – Вып.2. – Т.4. – С. 56-60.

157. Панченко А.И. Оптимизация геометрических параметров вытеснителей планетарных гидромашин // А.И. Панченко, Е.Б. Грингауз, Т.Н. Панченко / Труды ТГАТА. – Мелитополь, 1997. – Вып.1. – Т.1.

158. Панченко А.И. Оптимизация геометрических параметров торцовых распределительных систем // А.И. Панченко, А.А. Волошина / Труды ТГАТА. – «Современные проблемы геометрического моделирования». – Мелитополь, 1997.

159. Панченко А.И. Параметрические исследования вытеснительного блока планетарного гидромотора // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7. – Т.4. – С.72-84.

160. Панченко А.И. Параметрические исследования распределительного блока планетарного гидромотора // А.И. Панченко, А.А. Волошина, Г.И. Иванов, И.И. Милаева / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7. – Т.4. – С.24-42.

161. Панченко А.И. Повышение производительности планетарных гидровращателей типа ГВУ // А.И. Панченко, Е.Б. Грингауз, О.А. Ищенко, А.А. Волошина / Тезисы докладов Первого республиканского научно-технического семинара. – Мелитополь, 1995.

162. Панченко А.И. Повышение производительности распределительных систем планетарных гидромашин // А.И. Панченко, А.А. Волошина / Гидромеханика в инженерной практике: Тезисы докладов научно-технической конференции. – Киев, 1996.

163. Панченко А.И. Повышение технологичности изготовления торцовых распределительных систем // А.И. Панченко, А.А. Волошина / Труды

ТГАТА. – Мелитополь, 1997. – Вып.1. – Т.1.

164. Панченко А.И. Повышение эксплуатационной эффективности гидроприводов и их элементов // А.И. Панченко, А.А. Волошина / Тезисы докладов второго республиканского научно-технического семинара. – Мелитополь, 1996.

165. Панченко А.И. Повышение эксплуатационной эффективности планетарных гидромашин // А.И. Панченко, А.А. Волошина / Конструювання, виробництво та експлуатація с.г. машин. – Кіровоград, 1996. – Вип. 24-26.

166. Панченко А.И. Преобразователи энергии потока жидкости, применяемые в силовых гидроприводах // А.И. Панченко, И.И. Милаева, П.В. Обернихин, Д.С. Титов / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2005. – Вип. 29. – С.47-58.

167. Панченко А.И. Проектирование гидроагрегата с планетарным гидромотором с заданными выходными характеристиками // А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, Г.И. Иванов / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7. – Т.4. – С. 9-23.

168. Панченко А.И. Проектирование гидроприводов мобильных энергетических средств // А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, П.В. Обернихин / Труды ТГАТА. – Мелитополь, 1999. – Вып.2. – Т.11. – С. 31-35.

169. Панченко А.И. Развитие научных основ проектирования планетарных гидромоторов с заданными выходными характеристиками: Дис...доктора техн. наук: 05.05.17 / Панченко Анатолий Иванович. – Мелитополь, 2006. – 443 с.

170. Панченко А.И. Разработка стенда для испытаний семейства унифицированных рядов планетарных гидромоторов // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.Д. Гуйва / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7. – Т.2. – С.33-44.

171. Панченко А.И. Результаты моделирования процесса перемещения жидкости в планетарных гидромашинах // А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, П.В. Обернихин / Труды Харьковского ДТУСГ. – Харьков, 1999.

172. Панченко А.И. Результаты оптимизационного моделирования распределительной системы роторных гидромашин // А.И. Панченко, Т.Н. Панченко, В.П. Шелестов / Тезисы докладов международной научно-технической конференции. – Мелитополь, 1994.

173. Панченко А.И. Совершенствование методов и средств ремонтной диагностики планетарных гидромашин применяемых в гидроприводах сельскохозяйственной техники (на примере высокомоментного планетарного гидромотора ИРТ 14.200): Дисс. ... канд. техн. наук. – Мелитополь, 1987.

174. Панченко А.И. Совершенствование технологии производства планетарных гидромоторов с целью повышения их надежности / А.И. Панченко, А.А. Бесчастный, С.Д. Гуйва, О.П. Манюга. – Отчет о НИР №ГР01860043977. – Инв №02890048820. – МИМСХ, 1989.

175. Панченко А.И. Сравнительные стендовые исследования работоспособности серийного и модернизированного гидромоторов // А.И. Панченко, С.В. Кюрчев, П.В. Обернихин, Д.С. Титов / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 36. – С. 81-94.

176. Панченко А.И. Тенденции гидрофикации сельскохозяйственной техники / А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2005. – Вип. 29. – С. 25-37.

177. Панченко А.И. Увеличение пропускной способности распределительных систем // А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, А.С. Крутиков / Труды ТГАТА. – Мелитополь, 1999. – Вып.2. – Т.9. – С. 86-90.

178. Панченко А.И. Эксплуатационные характеристики гидроагрегата с планетарным гидромотором // А.И. Панченко, В.Т. Надыкто, А.А. Волошина / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7. – Т.2. – С. 171-179.

179. Панченко А.І. Методика визначення відцентрових сил діючих на витискувачі планетарних гідромашин // А.І. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачов, О.М. Леженкін / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 75-83.

180. Панченко А.І. Вибір оптимальних параметрів об'ємного гідроприводу // А.І. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, Д.С. Тітов / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2008. – Вип. 8. – Т.8. – С. 21-27.

181. Панченко А.І. Вирівнювання площ перекриття робочих вікон розподільних систем планетарних гідромашин // А.І. Панченко, А.А. Волошина, А.І. Засядько / Сучасні проблеми геометричного моделювання: Тези доповідей XIV Міжнародної науково-практичної конференції (Мелітополь, 5-8 червня 2012 року). – Мелітополь, 2012.

182. Панченко А.І. Гідромашини для приводу активних робочих органів та ходових систем мобільної сільськогосподарської техніки // А.І. Панченко / Техніка АПК. – 2006. – №3. – С. 11-13.

183. Панченко А.І. Дослідження впливу зміни пропускної здатності розподільних систем на вихідні характеристики планетарного гідромотора // А.І. Панченко, В.М. Кюрчев, А.А. Волошина / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 37. – С. 10-19.

184. Панченко А.И. Оценка адекватности разработанной математической модели гидро-агрегата с планетарным гидромотором / А.И. Панченко, В.Т.Надыкто, А.Д. Бескупский // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7. – т.2. – С. 61-66.

185. Панченко А.І. Дослідження гідрооб'ємних трансмісій зернозбиральних комбайнів // А.І. Панченко, А.А. Волошина, П.В. Оберніхін, Д.С. Тітов / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2008. – Вип. 8. – Т.9. – С. 16-24.

186. Панченко А.І. Експериментальне обґрунтування величини перекриття розподільних вікон / А.І. Панченко, В.М. Кюрчев, А.А. Волошина, І.І. Мілаєва, С.В. Кюрчев // Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2001. – Вип.2. – Т.19. – С. 13-17.

187. Панченко А.І. Енергетичний гідропривод сільськогосподарського призначення // А.І. Панченко / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2000. – Вип.2. – Т.17. – С. 21-25.

188. Панченко А.І. Математична модель гідроагрегату для приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки // Панченко А.І., Волошина А.А., Тітов Д.С. / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 37. – С. 53-66.

189. Панченко А.І. Методика розрахунку параметрів синхронізації робочих систем планетарних гідромашин // Панченко А.І., Кюрчев В.М., Іщенко О.А. / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2000. – Вип.2. – Т.17. – С. 67-71.

190. Панченко А.І. Обґрунтування параметрів гідроприводів великої потужності для мобільної техніки // А.І. Панченко, А.А. Волошина, Г.І. Іванов, А.І. Засядько / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9. – Т.5. – С.47-54.

191. Панченко А.І. Обґрунтування умов роботи гідромашин з циклоїдальною формою витискувачів // А.І. Панченко, А.А. Волошина, В.В. Тарасенко, Г.В. Бедлецький / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 53-63.

192. Панченко А.І. Особливості проектування проточних частин розподільної системи планетарної гідромашини // А.І. Панченко, А.А. Волошина, А.І. Засядько / Промислова гідравліка і пневматика: Матеріали XIII Міжнародної науково-технічної конференції (Чернігів, 19-20 вересня 2012 року). – Чернігів, 2012. – С. 47.

193. Панченко А.І. Перспективи гідрофікації мобільної сільськогосподарської техніки / А.І. Панченко, А.А. Волошина, О.Ю. Золотарев, Д.С. Тітов // Промислова гідравліка і пневматика, 2003. – №1. – С. 71–74.

194. Панченко А.І. Перспективи та ефективність використання модульних енергетичних засобів // А.І. Панченко, В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев / Збірник наукових праць УкрНДПІВТ, 2003. – Вип.6 (20), кн. 2.

195. Панченко А.І. Підвищення енергоздатності мобільної сільськогосподарської техніки // А.І. Панченко, В.М. Кюрчев / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2002. – Вип.9. – С. 12-15.

196. Панченко А.І. Підвищення ефективності використання мобільної сільськогосподарської техніки шляхом гідрофікації її активних робочих органів // А.І. Панченко, В.М. Кюрчев, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2004. – Вип. 21. – С. 150-157.

197. Панченко А.І. Тенденції розвитку приводів мобільної сільськогосподарської техніки // А.І. Панченко, В.К. Кумпан, В.Н. Федосов, П.В. Оберніхін, С.Д. Гуйва / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2001. – Вип.2. – Т.19. – С.18-22.

198. Пастушенко С.И. Повышение эффективности использования энергии в гидравлических механизмах сельскохозяйственных машин // С.И. Пастушенко, О.М. Яхно / Промислова гідравліка і пневматика, 2004. – № 1(3). – С.92-98.

199. Петухов В.М. Направления развития конструкций аксиально-поршневых насосов и моторов: Обзор / В.М. Петухов, Л.Н. Бельферман, А.И. Жерняк, Ю.Н. Пеккер. – М.: НИИмаш, 1981. – 56 с.

200. Погорілець О.М. Гідропривод сільськогосподарської техніки: Навчальне видання / О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; за ред. О.М. Погорільця. – К.: Вища освіта, 2004. – 368 с.: іл.

201. Пономаренко Ю.Ф. Высокомоментные радиально-поршневые гидромоторы горных машин / Ю.Ф. Пономаренко. – М.: Недра. – 1972. – 376 с.

202. Пономаренко Ю.Ф. Методика расчета параметров радиально-поршневых высокомоментных гидромоторов / Ю.Ф. Пономаренко. – М.: ИГД им. Скочинского, 1971. – 45 с.

203. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмосистем / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение. – 1977. – 424 с.

204. 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.

205. Попов Д.Н. Нестационарные гидромеханические процессы / Д.Н. Попов. – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.
206. Прикладная и инженерная математика [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.simumath.net/library/book.html>.
207. Прицеп ПТ-4 [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.tonar.info/products/selhoztech/index.php>.
208. Прокофьев В.Н. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / В.Н. Прокофьев, Ю.А. Данилов, П.А. Кондаков и др. – М.: Машиностроение, 1969. – 312 с.
209. Речкин С.В. Гидравлические системы мобильных машин: Учебное пособие / С.В. Речкин, С.П. Матяш. – Новосибирск, 2005. – 92 с.
210. Рогов А.Я. О выборе параметров радиально-поршневых гидромоторов многократного действия // А.Я. Рогов, Л.С. Фейфец / Вестник машиностроения, 1976. – №8. – С. 7-13.
211. Рогов А.Я. Параметрическое исследование радиально-поршневых гидромоторов многократного действия // А.Я. Рогов, Л.С. Фейфец / Методическое руководство. – М.: Институт горного дела им. А.А. Скочинского. – 1976. – 57 с.
212. Ротаторы (гидравлические вращатели) [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://baumt.ru/rotator>.
213. Свешников В.К. Станочные гидроприводы / В.К. Свешников, А.А. Усов. – М.: Машиностроение, 1988. – 512 с.
214. Сергеев С.Т. Исследования КПД высокомоментных планетарных гидромашин // С.Т. Сергеев, Ф.Н. Ерасов, В.П. Старожук / Детали машин, 1973. – №17. – С. 44-49.
215. Сергеев С.Т. Профилирование зубьев во внутреннем зацеплении планетарно-роторных гидромашин дугами окружностей // С.Т. Сергеев, Е.Н. Шевцов / Детали машин, 1979. – №29. – С. 36-41.
216. Складчиков А.Н. Моделирование и особенности алгоритма расчета динамических процессов в гидравлической системе нагружения испытателя

тельной машины // А.Н. Скляревский, А.И. Денисенко / Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Донецк: ДонГТУ, 2001. – Вып.17. – С.236-240.

217. Скляревский А.Н. Особенности построения гидравлического следящего привода с мультипликатором // А.Н. Скляревский, А.И. Денисенко, Ф.С. Терешин / Промислова гідравліка і пневматика, 2006. – №1. – С. 63-66.

218. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями / И.М. Соболев, Р.Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 110 с.

219. Статников Р.Б. Многокритериальное проектирование машин / Р.Б. Статников, И.Б. Матусов. – М.: Знание, 1989. – 48 с.

220. Струтинський В.Б. Імітаційне математичне моделювання дисипативних характеристик гідромеханічних систем // В.Б. Струтинський, О.В. Колот / Промислова гідравліка і пневматика, 2003. – №2. – С. 63-68.

221. Струтинський В.Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки / В.Б. Струтинський. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 612 с.

222. Тумаркин М.М. К оценке адекватности динамической модели гидропривода // М.М. Тумаркин. – Известия ВУЗов: Машиностроение, 1990. – №5. – С. 65-68.

223. Фейфец Л.С. К расчету направляющей и катка радиально-поршневых гидромоторов // Л.С. Фейфец / Исследования по механизации и автоматизации подземной добычи угля. – М.: Институт горного дела им. А.А. Скочинского. – 1976. – Вып.138. – С. 37-43.

224. Финкельштейн З.Л. Эксплуатация гидравлического оборудования: Учебное пособие / З.Л. Финкельштейн. – Алчевск: ДонГТУ, 2008. – 123 с.

225. Фурсенко А.К. Математические модели пульсаций в аксиально-поршневых гидромашинах // А.К. Фурсенко, В.Л. Запорожец / Перспективы применения и тенденции развития гидропневмоприводов и их элементов в станкостроении и других отраслях машиностроения: Тезисы докладов все-союзной научно-технической конференции. – Харьков: ВНИИгидропривод,

1989. – С. 9-10.

226. Фурсенко А.К. О пульсации давления в аксиально-поршневых гидромашинах // А.К. Фурсенко, В.П. Запорожец, И.В. Литовка, И.А. Кудрявцев / Вестник машиностроения, 1990. – №2. – С. 28-30.

227. Харвестерная головка Waratah H480C [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.waratah.net/assets/files/pdf/rus/JD_booklet_Waratah.

228. Харвестерные головки. Новинки от ведущих производителей лесозаготовительной техники // ЛесПромИнформ, 2011. – №6 (80) [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://lesprominform.ru/jarchive/articles/itemshow>.

229. Харвестерные головки. Часть 2. Обзор новинок от ведущих производителей // ЛесПромИнформ, 2011. – №7 (81) [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://lesprominform.ru/jarchive/articles/itemshow>.

230. Харвестерные головки. Часть 3. Обзор новинок от ведущих производителей // ЛесПромИнформ, 2011. – №8 (82) [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.lesprominform.ru/jarchive/articles/itemprint>.

231. Харвестерные головки. Часть 4. Обзор новинок от ведущих производителей // ЛесПромИнформ, 2012. – №1 (83) [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.lesprominform.ru/jarchive/articles/itemprint>.

232. Чемоданов Б.К. Следящие приводы / Под ред. Б.К. Чемоданов. – М.: Энергия, 1976. – т.2. – 384 с.

233. Черный Ю.И. Винницкие гидронасосы // Ю.И. Черный и др. / Сельский механизатор, 2000. – №5. – С. 24-25.

234. Шевцов Е.Н. К геометрии внутреннего зубчатого зацепления с трохониднокруговыми профилями зубьев / Шевцов Е.Н. // Аграрний вісник Причорномор'я, 2006. – Вип. 34. – С. 60–66.

235. Шевцов Е.Н. О повышении нагрузочной способности зацепления планетарно-роторных гидромоторов // Шевцов Е.Н. / Детали машин, 1978. – №27. – С. 22-28.

236. Шевцов Є.М. Експериментальне дослідження навантажувальної здатності позацентроїдного циклоїдального зацеплення орбітального гідро-

мотора / Є.М. Шевцов // Аграрний вісник Причорномор'я, 2012. – Вип. 63. – С. 67-75.

237. Шевцов, Е. Н. К определению геометрических параметров зацепления планетарно-роторного гидромотора / Е.Н. Шевцов, Р.А. Барбарук // Аграрний вісник Причорномор'я, 2008. – Вип. 45. – С. 111-118.

238. Эпштейн Я. Гидрораспределители // Я. Эпштейн /Сельский механизатор, 1998. – №8. – С. 6-7.

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

240. Akers A. Dynamic analysis of an axial piston pump with a two-stage controller and swash plate position feed back // A. Akers, S. Lin / Fluid Power: Proc. 8th Int. Symp. – Birmingham, 1988. – P. 547-564.

241. Backe W. Component design by PSG program // W. Backe, A. Langen / Computer Aided Design in High Pressure Hydraulic Systems. – Mechanical Eng. Publications Ltd, London, 1983. – Nov. – P. 31-37.

242. Bavendiek R. Determinazione delle perdite energetiche in machine idrostatiche // R. Bavendiek / Oleodin. – pneum, 1989. – 30, No.8. – P. 70-75.

243. Bavendiek R. Methode zur Bestimmung der Verluste (Wirkungsgrade) an Hydrostatischen Maschinen // R. Bavendiek / Olhydraulik und Pneumatik, 1987. – Vol.31. – Nr.11. – P. 861-866.

244. Casoli P. Optimization of relevant dosing parameters of external gear pumps / P. Cassoli, A. Vacca, G.L. Berta // Proceedings of the 7th JFPS International Symposium on Fluid Power. – Toyama, 2008.

245. Cassoli P. A numerical model for the simulation of external gear pumps / P. Cassoli, A. Vacca, G. Franzoni // Proceedings of the 6th JFPS International Symposium on Fluid Power. – Tsukuba, 2005.

246. Chapple P. The effect of frictional losses and leakage on the performance of hydraulic motors // P. Chapple / Fluid Power: Proc. 8th Int. Symp. – Birmingham, 1988. – P. 593-610.

247. Cherednichenko U. Automatic Transmission Group // U. Cherednichenko / Copyright, 2001: www.atgservice.ru.
248. Conrad F. On the modelling of flow- and torque- loss in hydrostatik machines // F. Conrad, P. Sorensen, L. Trostmann / Fluid Power: Proc. 9th Int. Symp. – Cambridge, 1990. – P. 3-17.
249. Danfoss. Hydraulic motors / Low speed high torque motors. – HK.10.C1.02, 1981. – 71 p.
250. Eaton M. The modeling, prediction, and experimental evaluation of gear pump meshing pressures with particular reference to aero-engine fuel pumps / M. Eaton, P.S. Keogh, K.A. Edge // Proc. IMechE, 2006. – V. 206. – P. 365-379.
251. Edge K.A. The reduction of gear pump pressure ripple / K.A. Edge, B.R. Lipscombe // Proc. IMechE, 1987. – V. 201. – P. 99-106.
252. Fukuda S. A new type pump and motor – super pump (SP) // S. Fukuda, M. Shima, H. Ohashi etc. / Mitsubishi Heavy Ind. Techn. Rev. – Japan, 1983, Vol.20. – №1. – P. 4-12.
253. Gerotor stator gear testing: 2033084 (7931060) Illinois tool works (USA 940814 II Sept 1978) G 1M, Int CI³ G01B5/20. – 5 p.
254. Harris R. The suction dynamics of positive displacement axial piston pump // R. Harris, K. Edge, D. Tilley / Trans. ASME. Jnl. Dyn. Sys., Meas&Control, 1994. – Vol.116. – №3. – P. 281-287.
255. Interactive product catalogue from Rexroth. – Bosch Rexroth Groupe. – 2002. //http: // www. boschrexroth.com, 2003.
256. Jezeh S. Vpliv pracovního tlaku na jednetkovy prevodniky // S. Jezeh / Sb. Ved. pr. VSST, Liberci, 1983. – Nr. 16. – P. 173-186.
257. Jianing H. Theoretical study on a new type of hydraulic pump the involutes circular arc gear pump / H. Jianing, Y. Zirong, W. Zhangyong // ICFP2001, 2001. – P. 51-54.
258. Kaliafetis P. Modeling and Simulation of an Axial Piston Variable Displacement Pump with Pressure Control // P. Kaliafetis, T. Costopoulos / Mech. Mach. Theory, 1995. – Vol.30. – Nr.4. – P. 599-612.

259. Kassem S. On the dynamics of swash plate axial piston pumps with conical cylinder blocks // S. Kassem, M. Bahr / Current Advances in Mechanical Design and Production, Proc. of 7th MDP Conf., Cairo, 2000. – P. 139-148.

260. Khrapak A. Controlled valve plate in bent axis hydraulic motors // A. Khrapak / Int. Jnl. of Fluid Power, 2001. – Vol.2. – No.2. – P. 64-71.

261. Kobayashi S. Elastohydrostatic Lubrication of Piston Balls and Slipper bearings in Swashplate Type Axial Piston Motors (1st Report, Theoretical analysis) // S. Kobayashi / Jnl. Japan Hydraulics and Pneumatics Society, 1990. – Vol.21. – No.6. – P. 606-612.

262. Kobayashi S. Elastohydrostatic Lubrication of Piston Balls and Slipper Bearings in Swashplate Type Axial Piston Motors (2nd Report, Measurement of Flow Rate)) // S. Kobayashi / Jnl. Japan Hydraulics and Pneumatics Society, 1990. – Vol.21. – No.7. – P. 711-718.

263. Kobayashi S. Lubrication between the Valve Plate and Cylinder Block for low-Speed Conditions in a Swashplate-Type Axial Piston Motor // S. Kobayashi / Trans. SME, 1993. – Vol.59. – No.561(C). – P. 1512-1517.

264. Kobayashi S. The structural analyses of piston balls and hydrostatic slipper in swash plate type axial piston motors // S. Kobayashi, H. Jkeya / Fluid Power: Proc. 9th Int. Symp. – Cambridge, 1990. – P. 18-32.

265. Kodjima E. Characteristics of fluidborne noise generated by fluidpower pump / E. Kodjima, M. Shinada // Bulierin of JSME, 1984. – V 27. – P. 2188-2195.

266. Koehler O. Hydrostatische Druckverteilung im Spalt zwischen Kolben und Zylinder beim Anlaufen eines Schragscheibenaxialkolbenmotors // O. Koehler / Olhydraulik und Pneumatik, 1986. – Vol.30. – Nr.11. – P. 839-842.

267. Kopacek I. Hydrostaticke prevodniky // I. Kopacek / Stojir.Vyroba, 1984. – Nr.4. – P. 259-270.

268. Manging D. Theoretical flow ripple of an external gear pump / D. Manging, B. Kasaragadda // ASME journal of dynamic system, measurment and control, 2003. – V 125. – P. 396-404.

269. Manring N. Designing a control and containment device for cradle-mounted transverse-actuated swash plate // N. Manring / Trans. ASME, Jnl. Dyn. Sys., Meas&Control, 2001. – Vol.123. – P. 447-455.

270. Manring N. The control torque on the swash plate of an axial-piston pump utilizing piston-bore springs // N. Manring, F. Damte / Trans. ASME, Jnl. Dyn. Sys., Meas&Control, 2001. – Vol.123. – P. 471-478.

271. Mayr A. Neuentwickelte Axialkolben Groosswinkelmaschinen // A. Mayr / Olhydraulik und Pneumatik, 1982. – Vol.26. – Nr.7. – P. 510-512.

272. Mayr A. Hydrostatische Tahrantriebe // A. Mayr / Olhydraulik und Pneumatik, 1985. – Vol.29. – Nr.7. – P. 516-525.

273. Ohi C.D. Kavitationserosion durch Einzelblasen / C.D. Ohi, A. Philipp, W. Lauterborn. – DAGA, 1997.

274. Olems L. Entwicklung eines nichtisothermen Simulationsmodells zur Berechnung des Spaltes der Kolben-Zylinderbaugruppe bei Axialkolbenmaschinen // L. Olems / Olhydraulik und Pneumatik, 1999. – Vol.43. – Nr.11. – P.833-837.

275. Oravsky V. Dynamic efficiency of a symmetric hydrostatic transmission at harmonic load Part I. Determination (in Slovak) // V. Oravsky, O. Slizek / Journal of Mechanical Engineering, 1997. – P. 315-327.

276. Panczenko A. Zwiększenie eksploatacyjnej efektywnosci napędów hydraulicznych stosowanych w technice rolniczej // A. Panczenko / Ekologiczne aspekty wmechanizacji nawożenia i uprawy gleby. – Warszawa, 1997.

277. Salter S. Evolution of the axial piston hydraulic machines // S. Salter, R. Clerk, M. Rea / Fluid Power: Proc. 8th Int. Symp. – Birmingham, 1988. – P.611-632.

278. Technologienalyse Von der Kavitation zur Sonotechnologie, Technologiefrüherkennung (Band 32) Hrsg.: VDI-Technologiezentrum im Auftrag des BMBF. – 2000, ISSN 1436-5928.

279. Theissen H. Volumenströmpulsation von Kolbenpumpen // H. Theissen / Olhydraulik und Pneumatik, 1980. – Vol.24. – Nr.8. – P. 588-591.

280. Theissen H. Messung der Volumenstrompulsation von Hydraulikpumpen // H. Theissen, W. Risken / Olhydraulik und Pneumatik, 1983. – Vol.27. – Nr.5. – P. 387-392.

281. Thomson L. A family of bent axis motors to meet today's requirements // L. Thomson, L. Bretz / SAE Techn. Pap. Ser, 1991. – No.911802. – P. 1-11.

282. Vacca A. Research activities on gear pumps/motors / A. Vacca // Maha fluid power research center. – Purdue, 2006. – 22 p.

283. Widmann K.H. Hydraulik für mobile Arbeitsmaschinen Entwicklungstendenzen // K.H. Widmann / Olhydraulik und Pneumatik, 1983. – Vol.27. – Nr.3. – P. 36-38.

Wieczorek U. Computer Aided Optimization of Bearing and Sealing Gaps in Hydrostatic Machines – The Simulation Tool CAS- PAR // U. Wieczorek, M. Iwantysynova / Int. Jnl. of Fluid Power, 2002. – Vol. 3. – Nr.1. – P. 7-20.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Оценка адекватности разработанных математических моделей

Оценка адекватности разработанных математических моделей, описывающих рабочие процессы модернизированного гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, проводилась с помощью программ и методик, приведенных в работах [107,169,184,222].

Для проверки адекватности полученные теоретические и экспериментальные результаты, представлялись в виде кривых с последующим оцифровыванием (2300 точек). При этом соблюдалось обязательное условие – кривые при наложении были выполнены в одном масштабе (рис. А.1 и А.2), после чего производился пересчет точек графиков с последующим определением дисперсий S_1 и S_2 рассматриваемых кривых [184]:

$$S_1 = \sum_{k=1}^n \frac{(y_i - \hat{y}_i)^2}{n-1}, \quad S_2 = \sum_{k=1}^n \frac{(\bar{y}_i - \hat{y}_i)^2}{n-2},$$

где y_i , $\hat{y}_i$ и $\bar{y}_i$ – значения координат точек исследуемых кривых теоретическое, экспериментальное и среднеарифметическое, соответственно;

n – количество измеренных точек на кривой.

Затем определялось расчетное значение критерия Фишера [184] $F_{расч} = S_1 / S_2$ при заданном количестве точек n и сравнивалось с теоретическим значением критерия Фишера $F_{теор}$ выбранным для заданной вероятности. Причем, $F_{расч} = 14,9357$, а $F_{теор} = 1,071$ при доверительной вероятности $\alpha = 0,95$ для количества измеренных точек $n=2300$. Так как $F_{расч} > F_{теор}$, то теоретическая кривая, полученная в результате моделирования процесса разгона гидроагрегата с гидровращателем планетарного типа адекватно описывает исследуемый процесс. Следовательно, результаты, полученные при моделировании процессов происходящих в гидроагрегате с гидровращателями планетарного типа, достоверны, а сами модели могут быть рекомендованы для исследования гидравлических систем и их элементов.

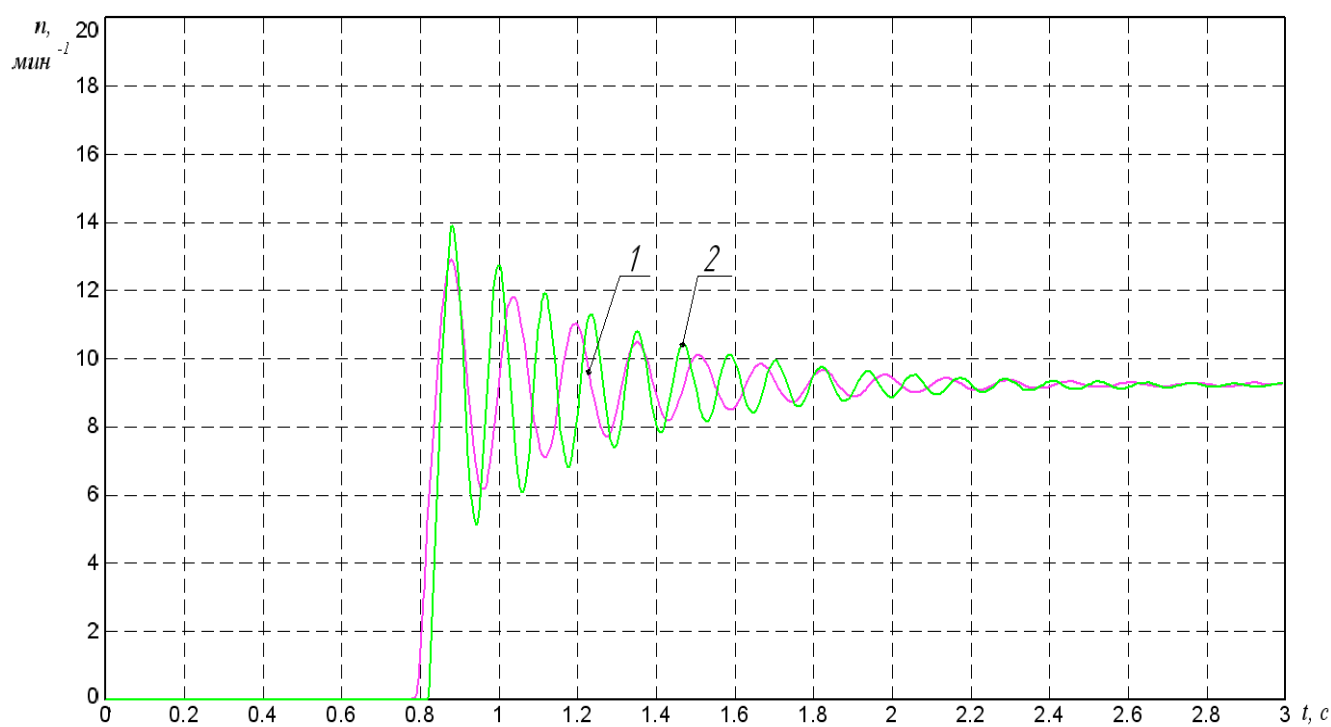


Рис. А.1. Зависимости изменения частоты вращения выходного «вала» модернизированного гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагата при разгоне:
1 – теоретическая кривая; 2 – экспериментальная кривая

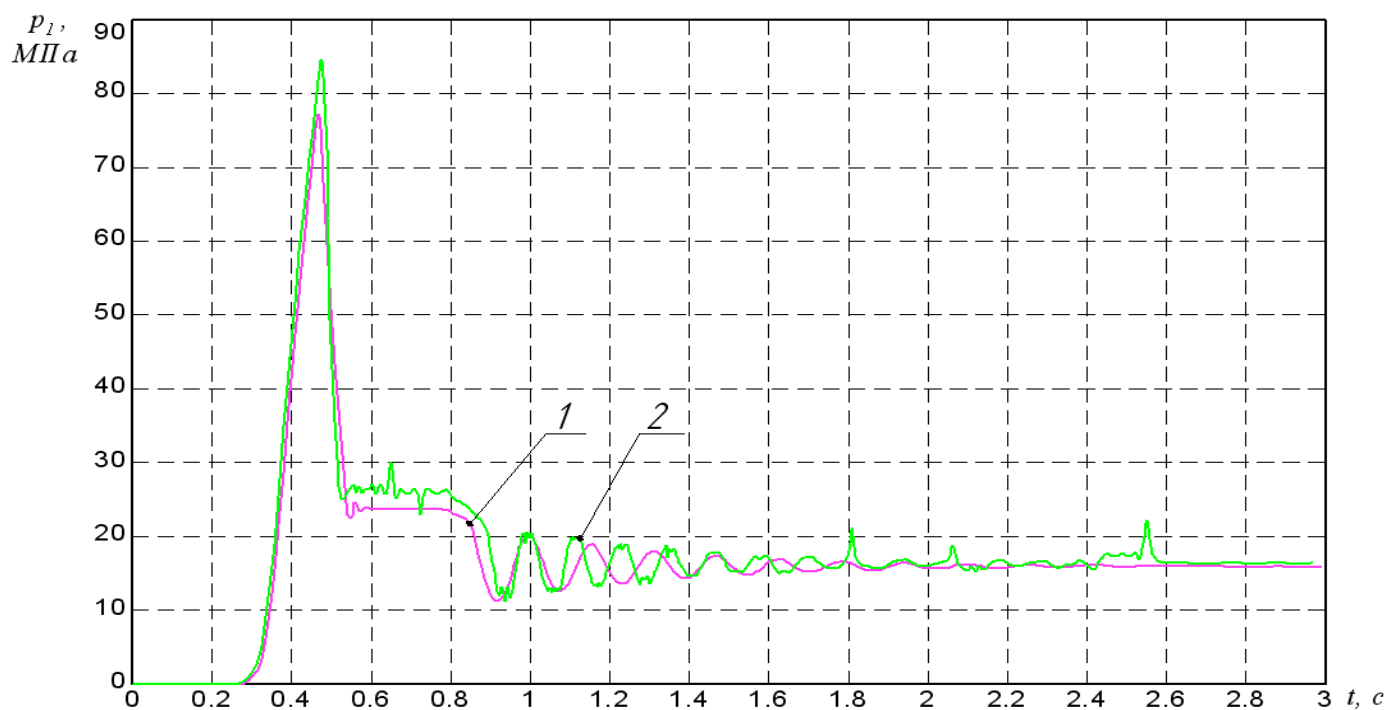


Рис. А.2. Зависимости изменения давления рабочей жидкости в модернизированном гидровращателе планетарного типа, работающего в составе гидроагата при разгоне:
1 – теоретическая кривая; 2 – экспериментальная кривая

Результаты экспериментальных исследований гидровращателей планетарного типа

Факторный эксперимент. При определении зоны изменения функциональных параметров серийного и модернизированного гидровращателя, а так же при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на изменения их функциональных характеристик проводился факторный эксперимент для серийного и модернизированного гидравлических вращателей планетарного типа с рабочим объемом 6300см^3 .

В качестве функций откликов y_i выбирались следующие параметры:

- 1) действительный расход $Q_{\text{зв}}$ рабочей жидкости — Y_1 ;
- 2) крутящий момент $M_{\text{кр}}$ на «вале» гидровращателя — Y_2 ;
- 3) мощность N_n гидровращателя полезная — Y_3 ;
- 4) мощность N_z гидровращателя затраченная — Y_4 ;
- 5) объемный КПД $\eta_{\text{об}}$ гидровращателя — Y_5 ;
- 6) гидромеханический КПД $\eta_{\text{з.м}}$ гидровращателя — Y_6 ;
- 7) общий КПД η гидровращателя — Y_7 .

Основными входными (изменяющимися) факторами X_i являлись:

- 3) перепад давлений Δp рабочей жидкости — X_1 ;
- 4) частота вращения n «вала» гидровращателя — X_2 ;
- 5) площадь $S_{\text{н.с}}$ проходного сечения распределительной системы и зазор δ между соответствующими зубьями элементов вытеснительной системы — X_3 .

Неизменными факторами Z_i являлись:

- 4) температура t рабочей жидкости – Z_1 ;
- 5) кинематическая вязкость ν рабочей жидкости – Z_2 ;
- 6) тонкость фильтрации Φ рабочей жидкости – Z_3 .

Выбранные факторы и уровни варьирования для всех проведенных экспериментов сведены в таблицах Б.1...Б.3.

Таблица Б.1

Интервалы и уровни варьирования факторов при определении зоны изменения функциональных параметров серийного гидровращателя

Наименование фактора	Обозначение	Код. значение	Единицы измерения	Интервал варьирования	Уровни факторов		
					нижний	основной	верхний
Перепад давления	Δp	X_1	МПа	4,85	6,3	11,15	16,0
Частота вращения	n	X_2	об/мин	3	2	5	8
Температура раб.жид.	t	Z_1	$^{\circ}C$	-	-	50 ± 4	-
Кинемат. вязкость	ν	Z_2	м ² /с	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Тонкость фильтрации	Φ	Z_3	мкм	-	-	$0 \leq 30$	-

Таблица Б.2

Интервалы и уровни варьирования факторов при определении зоны изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя

Наименование фактора	Обозначение	Код. значение	Единицы измерения	Интервал варьирования	Уровни факторов		
					нижний	основной	верхний
Перепад давления	Δp	X_1	МПа	6	8	14	20
Частота вращения	n	X_2	об/мин	4,5	3	7,5	12
Температура раб.жид.	t	Z_1	$^{\circ}C$	-	-	50 ± 4	-
Кинемат. вязкость	ν	Z_2	м ² /с	-	-	$65 \cdot 10^{-2}$	-
Тонкость фильтрации	Φ	Z_3	мкм	-	-	$0 \leq 30$	-

Таблица Б.3

Интервалы и уровни варьирования факторов при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их функциональные характеристики

Наименование фактора	Обозначение	Код. значение	Единицы измерения	Интервал варьирования	Уровни факторов		
					нижний	основной	верхний
Перепад давления	Δp	X_1	МПа	5	6	11	16
Частота вращения	n	X_2	об/мин	3	2	5	8
площадь $S_{n.c}$ прох. сечения (зазор δ)	$S_{n.c}$	X_3	мм ²	20,9	66,7	87,6	108,5
Температура раб.жид.	t	Z_1	°C	-	-	50 ± 4	-
Кинемат. вязкость	ν	Z_2	мм ² /с	-	-	65 · 10 ⁻²	-
Тонкость фильтрации	Φ	Z_3	мкм	-	-	0 ≤ 30	-

Обработка результатов экспериментальных исследований сводилась к вычислению коэффициентов регрессии согласно методике, приведенной в таблице Б.4 [107].

Таблица Б.4

Методика расчета и анализа математической модели экспериментально-статистическими методами

№ п/п	Выражения для расчета	Обозначения
1	Построение матрицы планирования полно-факторного эксперимента 2^n	n – число факторов
2	Определение среднего арифметического значения измеряемой величины $\bar{y} = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m y_i$	y_i – переменная состояния (экспериментальная); $\bar{y}$ – среднее арифметическое значение;
3	Определение коэффициентов регрессии $b_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{ij} \cdot y_i \cdot$ Определение переменной состояния (расчетной) $\hat{y} = \sum_{i=1}^m b_i x_i$	y_i – переменная состояния (расчетная); x_i – факторы; n – число факторов; m – необходимое число повторности опытов; N – число опытов;

№ п/п	Выражения для расчета	Обозначения
4	Определение построчной дисперсии (ошибки опыта) $s_i^2 = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2.$ Проверка однородности дисперсии по критерию Кохрена $G_p = \frac{s_{i_{\max}}^2}{\sum_{i=1}^n s_i^2}.$ Проверка условия однородности дисперсии $G_p < G_T, \quad (f_1 = m-1, f_2 = N, q = 5\%)$	l – число значимых коэффициентов регрессии; G_T – табличное значение критерия Кохрена; t_T – табличное значение критерия Стьюдента; F_T – табличное значение критерия Фишера; $s_{i_{\max}}^2$ – максимальная из рассчитанных построчных дисперсий; f, f_1, f_2 – число степеней свободы; $q = 0,05$ – уровень значимости.
5	Определение дисперсии воспроизводимости (ошибки опыта) $s_o^2 = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N s_i^2$	
6	Определение дисперсии коэффициентов регрессии $s_{b_i}^2 = \frac{s_o^2}{N}.$ Определение доверительного интервала: $\Delta b_i = t_T \cdot s_{b_i}.$ Проверка условия значимости коэффициентов регрессии $ b_i > \Delta b_i, \quad (f = N(m-1) \text{ и } q = 5\%)$	
7	Определение дисперсии адекватности $s_{ad}^2 = \frac{m}{N-l} \sum_{i=1}^n (\bar{y}_i - \hat{y})^2.$ Определение расчетного значения критерия Фишера при $s_{ad}^2 > s_o^2$ $F_p = \frac{s_{ad}^2}{s_o^2}.$ Проверка адекватности модели $F_p < F_T, \quad (f_1 = N-l, f_2 = N(m-1), q = 5\%).$ При $s_{ad}^2 \leq s_o^2$ модель считается адекватной	

Исходные данные для определения коэффициентов регрессии всех проведенных экспериментов приведены в таблице Б.5... Б.7.

Таблица Б.5

Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении зоны изменения функциональных параметров серийного гидровращателя

Опыты	x_o	Планирование		Функции отклика						
		x_1 Δp	x_2 n	$\bar{y}_1$ $Q_{z\theta}$	$\bar{y}_2$ M_{kp}	$\bar{y}_3$ N_n	$\bar{y}_4$ N_z	$\bar{y}_5$ $\eta_{об}$	$\bar{y}_6$ $\eta_{z..m}$	$\bar{y}_7$ η
1	+1	+1	+1	63,0	7335	6,14	16,8	0,801	0,457	0,336
2	+1	-1	+1	62,2	2863	2,40	6,53	0,810	0,453	0,367
3	+1	+1	-1	16,0	8058	1,69	4,27	0,787	0,502	0,395
4	+1	-1	-1	15,6	3849	0,81	1,64	0,807	0,609	0,491

Примечание: $\bar{y}$ - среднее значение функции отклика при трехразовой повторности опытов.

Таблица Б.6

Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении зоны изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя

Опыты	x_o	Планирование		Функции отклика						
		x_1 Δp	x_2 n	$\bar{y}_1$ $Q_{z\theta}$	$\bar{y}_2$ M_{kp}	$\bar{y}_3$ N_n	$\bar{y}_4$ N_z	$\bar{y}_5$ $\eta_{об}$	$\bar{y}_6$ $\eta_{z..m}$	$\bar{y}_7$ η
1	+1	+1	+1	83,0	11537	14,5	27,67	0,911	0,575	0,524
2	+1	-1	+1	82,2	5168	6,49	10,96	0,920	0,644	0,592
3	+1	+1	-1	20,7	13061	4,10	6,90	0,913	0,651	0,594
4	+1	-1	-1	20,5	5650	1,77	2,73	0,922	0,704	0,649

Примечание: $\bar{y}$ - среднее значение функции отклика при трехразовой повторности опытов.

Таблица Б.7

Исходные данные для определения коэффициентов регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их функциональные характеристики

Опы- ты	x_o	Планирование			Функции отклика						
		x_1 Δp	x_2 n	x_3 S_{np}	$\bar{y}_1$ Q_{zv}	$\bar{y}_2$ M_{kp}	$\bar{y}_3$ N_n	$\bar{y}_4$ N_z	$\bar{y}_5$ $\eta_{об}$	$\bar{y}_6$ $\eta_{z.m}$	$\bar{y}_7$ η
1	+1	+1	+1	+1	54,3	11155	9,34	14,48	0,928	0,695	0,645
2	+1	-1	+1	+1	54,3	4183	3,50	5,43	0,928	0,695	0,645
3	+1	+1	-1	+1	14,0	10562	2,21	3,73	0,9	0,658	0,593
4	+1	-1	-1	+1	13,7	4225	0,88	1,37	0,92	0,702	0,646
5	+1	+1	+1	-1	62,9	7335	6,14	16,77	0,801	0,457	0,366
6	+1	-1	+1	-1	62,4	2715	2,27	6,24	0,808	0,451	0,364
7	+1	+1	-1	-1	16,0	8058	1,69	4,27	0,788	0,502	0,396
8	+1	-1	-1	-1	15,7	3658	0,77	1,57	0,803	0,608	0,488

Примечание: $\bar{y}$ - среднее значение функции отклика при трехразовой повторности опытов.

Коэффициенты уравнений регрессии для всех проведенных экспериментов приведены в таблицах Б.8...Б.10.

Таблица Б.8

Коэффициенты уравнений регрессии при определении зоны изменения функциональных параметров серийного гидровращателя

Коэф. регрес- сии	Функции отклика						
	$\bar{y}_1$ Q_{zv}	$\bar{y}_2$ M_{kp}	$\bar{y}_3$ N_n	$\bar{y}_4$ N_z	$\bar{y}_5$ $\eta_{об}$	$\bar{y}_6$ $\eta_{z.m}$	$\bar{y}_7$ η
b_0	39,2	5526	2,76	7,31	0,4	0,51	0,4
b_1	0,3	2170	1,16	1,61	-0,007	-0,026	-0,032
b_2	23,4	-427	1,51	2,18	0,004	-0,05	-0,046
b_{12}	0,1	66	0,72	0,95	0,003	0,028	0,016

Таблица Б.9

Коэффициенты уравнений регрессии при определении зоны изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя

Коэф. регрес- сии	Функции отклика						
	$\bar{y}_1$ Q_{zv}	$\bar{y}_2$ M_{kp}	$\bar{y}_3$ N_n	$\bar{y}_4$ N_z	$\bar{y}_5$ $\eta_{об}$	$\bar{y}_6$ $\eta_{z..m}$	$\bar{y}_7$ η
b_0	51,7	8852	6,73	12,1	0,458	0,643	0,59
b_1	0,13	3447	2,57	2,61	-0,005	-0,03	-0,031
b_2	30,9	-503	3,79	3,63	-0,001	-0,034	-0,032
b_{12}	0,28	-259	1,41	1,57	0	-0,004	-0,003

Таблица Б.10

Коэффициенты уравнений регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их функциональные характеристики

Коэф. ре- грес- сии	Функции отклика						
	$\bar{y}_1$ Q_{zv}	$\bar{y}_2$ M_{kp}	$\bar{y}_3$ N_n	$\bar{y}_4$ N_z	$\bar{y}_5$ $\eta_{об}$	$\bar{y}_6$ $\eta_{z..m}$	$\bar{y}_7$ η
b_o	36,66	6486	3,35	6,73	0,859	0,6	0,518
b_1	0,14	2791	1,49	3,08	-0,005	-0,02	-0,018
b_2	21,81	-139	1,96	3,99	0,007	-0,02	-0,013
b_3	-2,59	1045	0,63	-0,48	0,0596	0,09	0,11
b_{12}	-0,011	107	0,93	1,82	0,004	0,02	0,018
b_{13}	-0,06	536	0,29	-0,23	0,0001	0,01	0,005
b_{23}	-1,59	277	0,48	-0,29	0,002	0,03	0,026
b_{123}	-0,06	52	0,19	-0,14	0,001	-0,01	-0,005

После вычисления коэффициентов регрессии был проведен статистический анализ уравнений регрессии, состоящий из следующих этапов:

- оценка дисперсии воспроизводимости (или оценка ошибки опыта).
- оценка значимости коэффициентов уравнения регрессии.

– оценка адекватности модели.

Однородность дисперсий проверялась по критерию Кохрена ($G_T = 0,6841$ для чисел степеней свободы $f_1 = 2$, $f_2 = 4$ и $q = 0,05$ [107]).

Расчетные значения критерия Кохрена при определении зоны изменения функциональных параметров серийного гидровращателя

$$G_{p(Q)} = 0,439;$$

$$G_{p(M)} = 0,556;$$

$$G_{p(N_n)} = 0,327;$$

$$G_{p(N_s)} = 0,448;$$

$$G_{p(\eta_{об})} = 0,636;$$

$$G_{p(\eta_m)} = 0,448;$$

$$G_{p(\eta)} = 0,509.$$

Расчетные значения критерия Кохрена при определении зоны изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя

$$G_{p(Q)} = 0,321;$$

$$G_{p(M)} = 0,607;$$

$$G_{p(N_n)} = 0,635;$$

$$G_{p(N_s)} = 0,499;$$

$$G_{p(\eta_{об})} = 0,649;$$

$$G_{p(\eta_m)} = 0,416;$$

$$G_{p(\eta)} = 0,662.$$

Однородность дисперсий проверялась по критерию Кохрена ($G_T = 0,5157$ для чисел степеней свободы $f_1 = 2$, $f_2 = 8$ и $q = 0,05$ [107]).

Расчетные значения критерия Кохрена при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их функциональные характеристики

$$G_{p(Q)} = 0,2157;$$

$$G_{p(M)} = 0,3983;$$

$$G_{p(N_n)} = 0,4168;$$

$$G_{p(N_3)} = 0,5028;$$

$$G_{p(\eta_{об})} = 0,2843;$$

$$G_{p(\eta_m)} = 0,2781;$$

$$G_{p(\eta)} = 0,4586.$$

Все расчетные критерии Кохрена удовлетворяют неравенству $G_p < G_T$. Следовательно, принимается гипотеза об однородности дисперсии.

Дисперсия воспроизводимости при определении зоны изменения функциональных параметров серийного гидровращателя:

$$s_{o_{y1}}^2 = 0,57;$$

$$s_{o_{y2}}^2 = 24346;$$

$$s_{o_{y3}}^2 = 3,1 \cdot 10^{-4};$$

$$s_{o_{y4}}^2 = 5,58 \cdot 10^{-3};$$

$$s_{o_{y5}}^2 = 0,11 \cdot 10^{-4};$$

$$s_{o_{y6}}^2 = 2,75 \cdot 10^{-6};$$

$$s_{o_{y7}}^2 = 0,26 \cdot 10^{-4}.$$

Дисперсия воспроизводимости при определении зоны изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя:

$$s_{o_{y1}}^2 = 0,8725;$$

$$s_{o_{y2}}^2 = 60516;$$

$$s_{o_{y3}}^2 = 0,0827;$$

$$s_{o_{y4}}^2 = 0,035;$$

$$s_{o_{y5}}^2 = 1,42 \cdot 10^{-5};$$

$$s_{o_{y6}}^2 = 1,58 \cdot 10^{-5};$$

$$s_{o_{y7}}^2 = 1,85 \cdot 10^{-5}.$$

Дисперсия воспроизводимости при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их

функциональные характеристики:

$$s_{o_{\bar{y}_1}}^2 = 0,2087;$$

$$s_{o_{\bar{y}_2}}^2 = 36487;$$

$$s_{o_{\bar{y}_3}}^2 = 0,0807;$$

$$s_{o_{\bar{y}_4}}^2 = 0,1624;$$

$$s_{o_{\bar{y}_5}}^2 = 0,0003;$$

$$s_{o_{\bar{y}_6}}^2 = 0,0002;$$

$$s_{o_{\bar{y}_7}}^2 = 0,0003.$$

Дисперсия коэффициентов регрессии при определении зоны изменения функциональных параметров серийного гидровращателя:

$$s_{b_{\bar{y}_1}}^2 = 0,1425;$$

$$s_{b_{\bar{y}_2}}^2 = 6086;$$

$$s_{b_{\bar{y}_3}}^2 = 7,66 \cdot 10^{-5};$$

$$s_{b_{\bar{y}_4}}^2 = 0,0014;$$

$$s_{b_{\bar{y}_5}}^2 = 2,75 \cdot 10^{-6};$$

$$s_{b_{\bar{y}_6}}^2 = 1,81 \cdot 10^{-6};$$

$$s_{b_{\bar{y}_7}}^2 = 6,38 \cdot 10^{-6}.$$

Дисперсия коэффициентов регрессии при определении зоны изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя:

$$s_{b_{\bar{y}_1}}^2 = 0,2181;$$

$$s_{b_{\bar{y}_2}}^2 = 15129;$$

$$s_{b_{\bar{y}_3}}^2 = 0,0207;$$

$$s_{b_{\bar{y}_4}}^2 = 0,0088;$$

$$s_{b_{\bar{y}_5}}^2 = 3,56 \cdot 10^{-6};$$

$$s_{b_{\bar{y}_6}}^2 = 3,96 \cdot 10^{-6};$$

$$s_{b_{\bar{y}_7}}^2 = 4,63 \cdot 10^{-6}.$$

Дисперсия коэффициентов регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их функциональные характеристики:

$$s_{b_{\bar{y}_1}}^2 = 0,026;$$

$$s_{b_{\bar{y}_2}}^2 = 4561;$$

$$s_{b_{\bar{y}_3}}^2 = 0,01;$$

$$s_{b_{\bar{y}_4}}^2 = 0,02;$$

$$s_{b_{\bar{y}_5}}^2 = 3,29 \cdot 10^{-5};$$

$$s_{b_{\bar{y}_6}}^2 = 2,54 \cdot 10^{-5};$$

$$s_{b_{\bar{y}_7}}^2 = 3,26 \cdot 10^{-5}.$$

Наименьшее значение значимого коэффициента регрессии при определении зоны изменения функциональных параметров серийного гидровращателя (значение критерия Стьюдента $t = 2,31$, при числе степеней свободы $f = 8$ [107]).

$$|b_{\bar{y}_1}| = 0,87;$$

$$|b_{\bar{y}_2}| = 180,2;$$

$$|b_{\bar{y}_3}| = 0,0202;$$

$$|b_{\bar{y}_4}| = 0,0863;$$

$$|b_{\bar{y}_5}| = 0,0038;$$

$$|b_{\bar{y}_6}| = 0,0031;$$

$$|b_{\bar{y}_7}| = 0,0058.$$

Уравнения регрессии с учетом значимых коэффициентов при определении зоны изменения функциональных параметров серийного гидровращателя имеют вид:

$$Y_1(Q_{\text{сб}}) = 39,2 + 23,4 \cdot X_2; \quad (\text{Б.1})$$

$$Y_2(M_{\text{кр}}) = 5526 + 2170 \cdot X_1 - 427 \cdot X_2; \quad (\text{Б.2})$$

$$Y_3(N_n) = 2,76 + 1,16 \cdot X_1 + 1,51 \cdot X_2 + 0,72 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (\text{Б.3})$$

$$Y_4(N_s) = 7,31 + 1,61 \cdot X_1 + 2,18 \cdot X_2 + 0,95 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (\text{Б.4})$$

$$Y_5(\eta_{o6}) = 0,4 - 0,007 \cdot X_1 + 0,004 \cdot X_2; \quad (\text{Б.5})$$

$$Y_6(\eta_{z.m}) = 0,51 - 0,026 \cdot X_1 - 0,05 \cdot X_2; \quad (\text{Б.6})$$

$$Y_7(\eta) = 0,4 - 0,032 \cdot X_1 - 0,046 \cdot X_2. \quad (\text{Б.7})$$

Наименьшее значение значимого коэффициента регрессии при определении зоны изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя (значение критерия Стьюдента $t = 2,31$, при числе степеней свободы $f = 8$ [107]).

$$|b_{\bar{y}_1}| = 1,08;$$

$$|b_{\bar{y}_2}| = 284;$$

$$|b_{\bar{y}_3}| = 0,33;$$

$$|b_{\bar{y}_4}| = 0,22;$$

$$|b_{\bar{y}_5}| = 0,004;$$

$$|b_{\bar{y}_6}| = 0,005;$$

$$|b_{\bar{y}_7}| = 0,005.$$

Уравнения регрессии с учетом значимых коэффициентов при определении зоны изменения функциональных параметров серийного гидровращателя имеют вид:

$$Y_1(Q_{z6}) = 51,7 + 30,9 \cdot X_2; \quad (\text{Б.8})$$

$$Y_2(M_{kp}) = 8852 + 3447 \cdot X_1 - 503 \cdot X_2; \quad (\text{Б.9})$$

$$Y_3(N_n) = 6,73 + 2,57 \cdot X_1 + 3,79 \cdot X_2 + 1,41 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (\text{Б.10})$$

$$Y_4(N_s) = 12,1 + 2,61 \cdot X_1 + 3,63 \cdot X_2 + 1,57 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (\text{Б.11})$$

$$Y_5(\eta_{o6}) = 0,458 - 0,005 \cdot X_1; \quad (\text{Б.12})$$

$$Y_6(\eta_{z.m}) = 0,643 - 0,03 \cdot X_1 - 0,034 \cdot X_2; \quad (\text{Б.13})$$

$$Y_7(\eta) = 0,59 - 0,031 \cdot X_1 - 0,032 \cdot X_2. \quad (\text{Б.14})$$

Наименьшее значение значимого коэффициента регрессии при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их функциональные характеристики (значение критерия Стьюдента $t = 2,12$, при числе степеней свободы $f = 16$ [107]).

$$|b_{\bar{y}_1}| = 0,342;$$

$$|b_{\bar{y}_2}| = 143,2;$$

$$|b_{\bar{y}_3}| = 0,213;$$

$$|b_{\bar{y}_4}| = 0,302;$$

$$|b_{\bar{y}_5}| = 0,122;$$

$$|b_{\bar{y}_6}| = 0,107;$$

$$|b_{\bar{y}_7}| = 0,011.$$

Уравнения регрессии с учетом значимых коэффициентов при определении влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их функциональные характеристики имеют вид:

$$Y_1(Q_{\text{св}}) = 36,66 + 21,81 \cdot X_2 - 2,59 \cdot X_3 - 1,59 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (\text{Б.15})$$

$$Y_2(M_{\text{кр}}) = 6486 + 2791 \cdot X_1 + 1045 \cdot X_3 + 536 \cdot X_1 \cdot X_3 + 277 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (\text{Б.16})$$

$$Y_3(N_n) = 3,35 + 1,49 \cdot X_1 + 1,96 \cdot X_2 + 0,63 \cdot X_3 + 0,93 \cdot X_1 \cdot X_2 + \\ + 0,29 \cdot X_1 \cdot X_3 + 0,48 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (\text{Б.17})$$

$$Y_4(N_3) = 6,73 + 3,08 \cdot X_1 + 3,99 \cdot X_2 - 0,48 \cdot X_3 + 1,82 \cdot X_1 \cdot X_2; \quad (\text{Б.18})$$

$$Y_5(\eta_{\text{об}}) = 0,859 - 0,0596 \cdot X_3; \quad (\text{Б.19})$$

$$Y_6(\eta_{\text{с.м}}) = 0,6 - 0,02 \cdot X_1 - 0,02 \cdot X_2 + 0,09 \cdot X_3 + 0,02 \cdot X_1 \cdot X_2 + \\ + 0,03 \cdot X_2 \cdot X_3; \quad (\text{Б.20})$$

$$Y_7(\eta) = 0,518 - 0,018 \cdot X_1 - 0,013 \cdot X_2 + 0,11 \cdot X_3 + \\ + 0,018 \cdot X_1 \cdot X_2 + 0,026 \cdot X_2 \cdot X_3. \quad (\text{Б.21})$$

Дисперсия адекватности при определении зоны изменения функциональных параметров серийного гидровращателя:

$$s_{1ad(Q)}^2 = 0,159;$$

$$s_{2ad(M)}^2 = 268305;$$

$$s_{5ad(\eta_{об})}^2 = 1,93;$$

$$s_{6ad(\eta_m)}^2 = 6,9 \cdot 10^{-5};$$

$$s_{7ad(\eta)}^2 = 1,2 \cdot 10^{-7}.$$

Так как в уравнениях регрессии (Б.3, Б.4) все коэффициенты регрессии значимы, то модели, описывающие исследуемые процессы, полностью адекватны.

Дисперсия адекватности при определении зоны изменения функциональных параметров модернизированного гидровращателя:

$$s_{1ad(Q)}^2 = 0,55;$$

$$s_{2ad(M)}^2 = 803418;$$

$$s_{5ad(\eta_{об})}^2 = 1,26;$$

$$s_{6ad(\eta_m)}^2 = 2,4 \cdot 10^{-4};$$

$$s_{7ad(\eta)}^2 = 1,3 \cdot 10^{-4}.$$

Так как в уравнениях регрессии (Б.10, Б.11) все коэффициенты регрессии значимы, то модели описывающая исследуемые процессы полностью адекватны.

Дисперсия адекватности при определить влияния конструктивных особенностей серийного и модернизированного гидровращателей на их функциональные характеристики:

$$s_{1ad(Q)}^2 = 0,159;$$

$$s_{2ad(M)}^2 = 268305;$$

$$s_{3ad(N_n)}^2 = 0,913;$$

$$s_{4ad(N_z)}^2 = 1,263;$$

$$s_{5ad(\eta_{об})}^2 = 3,63 \cdot 10^{-4};$$

$$s_{6ad(\eta_m)}^2 = 17,6 \cdot 10^{-4};$$

$$s_{7ad(\eta)}^2 = 5,78 \cdot 10^{-4}.$$

Для расчетных и теоретических критериев Фишера соблюдается неравенство $F_p < F_T$ при $s_{ad}^2 > s_o^2$, что подтверждает адекватность проведенных экспериментальных исследований с помощью полнофакторного эксперимента. В случае, когда $s_{ad}^2 \leq s_o^2$, вывод об адекватности делается без проверки условия $F_p < F_T$ [107].

Сравнительный эксперимент. Результаты экспериментальных исследований серийного гидровращателя приведены в таблице Б.11, модернизированного – в таблице Б.12.

Проведение экспериментальных исследований серийного гидравлического вращателя проводилось при трех значениях перепада давления: $0,5\Delta p_n = 6,3 \text{ МПа}$, $\Delta p_n = 12,5 \text{ МПа}$ и $\Delta p_{\max} = 16 \text{ МПа}$, устанавливаемых при соответствующих фиксированных частотах вращения $n = 2, 4, 6, 8 \text{ мин}^{-1}$, после чего проводились измерения изменений крутящего момента $M_{кр}$ и расхода рабочей жидкости Q_{26} . Изменения мощности полезной N_n гидровращателя и мощности затраченной N_z , общего η , гидромеханического $\eta_{z.m}$ и объемного $\eta_{об}$ КПД определялись аналитическим путем по общепринятым выражениям для определения мощности и КПД гидромоторов соответственно.

Таблица Б.11

Результаты экспериментальных исследований серийного
гидровращателя планетарного типа

n , мин^{-1}	$Q_{\text{зв}}$, л/мин	Δp , МПа	$M_{\text{кр}}$, $\text{Н}\cdot\text{м}$	N_n , кВт	N_z , кВт	$\eta_{\text{з.м}}$	$\eta_{\text{об}}$	η
$0,5\Delta p_n = 6,3 \text{ МПа}$								
2	15,6	6,3	3849	0,81	1,64	0,609	0,807	0,491
4	30,9	6,3	3994	1,67	3,24	0,632	0,815	0,515
6	46,1	6,3	3842	2,41	4,84	0,608	0,819	0,498
8	62,2	6,3	2863	2,40	6,53	0,453	0,810	0,367
$\Delta p_n = 12,5 \text{ МПа}$								
2	15,8	12,5	6897	1,44	3,29	0,550	0,797	0,438
4	31,1	12,5	7361	3,08	6,48	0,587	0,810	0,475
6	46,1	12,5	7587	4,77	9,6	0,605	0,819	0,495
8	62,2	12,5	5919	4,96	12,96	0,472	0,810	0,382
$\Delta p_{\text{max}} = 16 \text{ МПа}$								
2	16,0	16,0	8058	1,69	4,27	0,502	0,787	0,395
4	31,1	16,0	9197	3,85	8,29	0,573	0,810	0,464
6	46,1	16,0	9647	6,06	12,29	0,601	0,819	0,492
8	63,0	16,0	7335	6,14	16,8	0,457	0,801	0,366

Проведение экспериментальных исследований модернизированного гидравлического вращателя проводилось при трех значениях перепада давления: $0,5\Delta p_n = 8 \text{ МПа}$, $\Delta p_n = 16 \text{ МПа}$ и $\Delta p_{\text{max}} = 20 \text{ МПа}$, устанавливаемых при соответствующих фиксированных частотах вращения $n = 3, 6, 9, 12 \text{ мин}^{-1}$, после чего проводились измерения изменений крутящего момента $M_{\text{кр}}$ и расхода рабочей жидкости $Q_{\text{зв}}$. Изменения мощности полезной N_n гидровращателя и мощности затраченной N_z , общего η , гидромеханического

$\eta_{г.м}$ и объемного $\eta_{об}$ КПД определялись аналитическим путем по общепринятым выражениям для определения мощности и КПД гидромоторов соответственно.

Таблица Б.12

Результаты экспериментальных исследований модернизированного
гидровращателя планетарного типа

$n, \text{мин}^{-1}$	$Q_{гв}, \text{л/мин}$	$\Delta p, \text{МПа}$	$M_{кр}, \text{Н·м}$	$N_n, \text{кВт}$	$N_з, \text{кВт}$	$\eta_{г.м}$	$\eta_{об}$	η
$0,5\Delta p_n = 8 \text{ МПа}$								
3	20,5	8,0	5650	1,77	2,73	0,704	0,922	0,649
6	40,6	8,0	5722	3,59	5,41	0,713	0,931	0,664
9	61,0	8,0	5530	5,21	8,13	0,689	0,929	0,640
12	82,2	8,0	5168	6,49	10,96	0,644	0,920	0,592
$\Delta p_n = 16 \text{ МПа}$								
3	20,8	16,0	10802	3,39	5,55	0,673	0,909	0,612
6	41,1	16,0	11027	6,93	10,96	0,687	0,919	0,631
9	61,0	16,0	11316	10,66	16,27	0,705	0,929	0,655
12	82,2	16,0	10497	13,19	21,92	0,654	0,920	0,602
$\Delta p_{\max} = 20 \text{ МПа}$								
3	20,7	20,0	13061	4,1	6,9	0,651	0,913	0,594
6	41,1	20,0	13563	8,52	13,7	0,676	0,919	0,621
9	61,0	20,0	14015	13,21	20,33	0,698	0,929	0,648
12	83,0	20,0	11537	14,5	27,67	0,575	0,911	0,524

Приложение В

Формат		Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Перв. примен.								
					Документация			
				105.15.10.00.000 СБ	Сборочный чертеж			
					Сборочные единицы			
Справ. №			1	105.15.10.10.000	Шестерня	1		
					Детали			
			2	105.15.10.20.001	Крышка	1		
			3	105.15.10.30.001	Крышка	1		
			4	105.15.10.00.004	Направляющая	1		
			5	105.15.10.00.005	Втулка	2		
			6	105.15.10.00.006	Пробка	2		
			7	105.15.10.00.007	Шпилька	14		
			8	105.15.10.00.008	Кольцо	2		
			9	105.15.10.00.009	Кольцо	2		
			10	105.15.10.00.011	Пружина	24		
		11	105.15.10.00.012	Ролик	14			
Подп. и дата					Стандартные изделия			
			12		Гайка М18х15 ГОСТ5915-70	28		
			13		Шайба 18.65Г ГОСТ6402-70	28		
			14		Кольцо 195-200-36 ГОСТ 9833-73	2		
Инв. № подл.					105.15.10.00.000 СБ			
	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
	Разраб.							
	Пров.							
Инв. № подл.	Н.контр.							
	Утв.							
Вращатель						Лит.	Лист	Листов
						1	1	2

Копировал

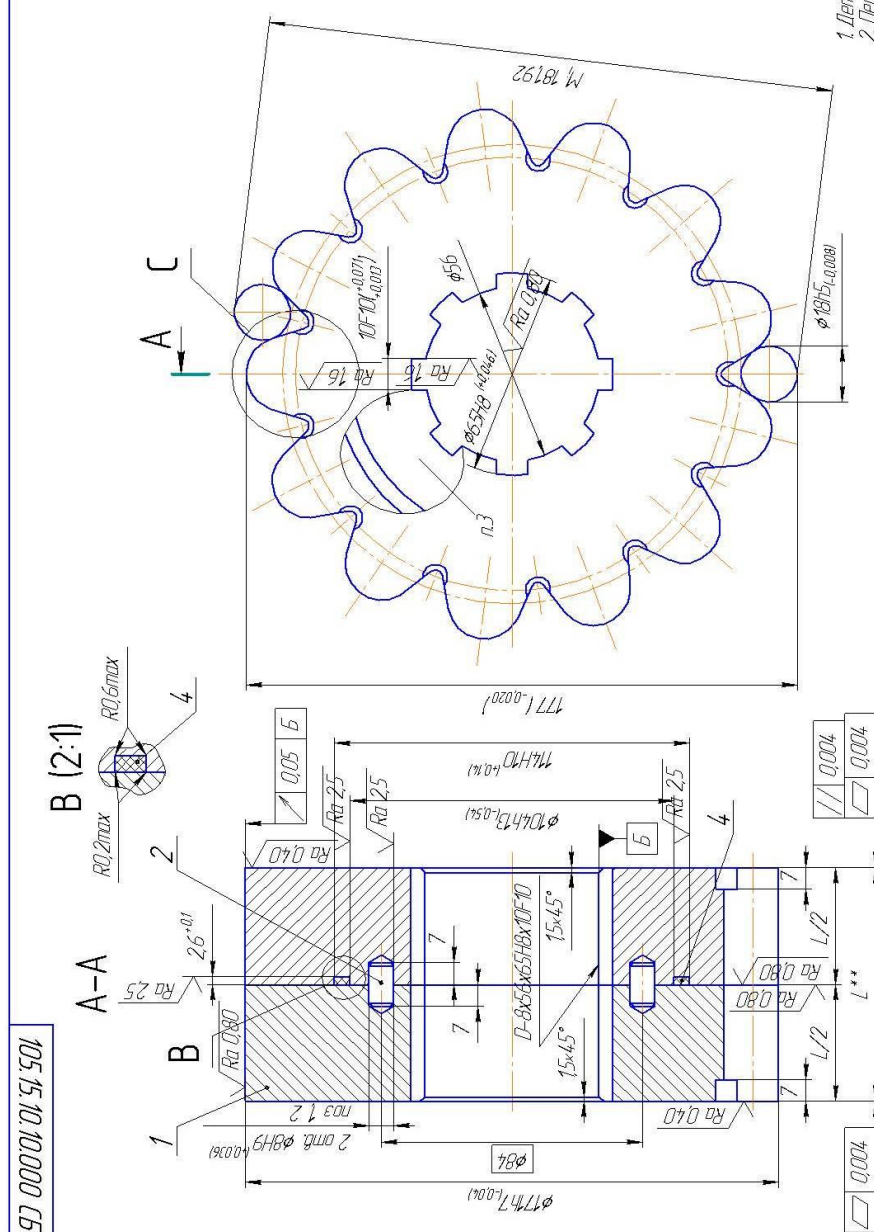
Формат А4

[illegible]

Κομπροβάν

Формат А4

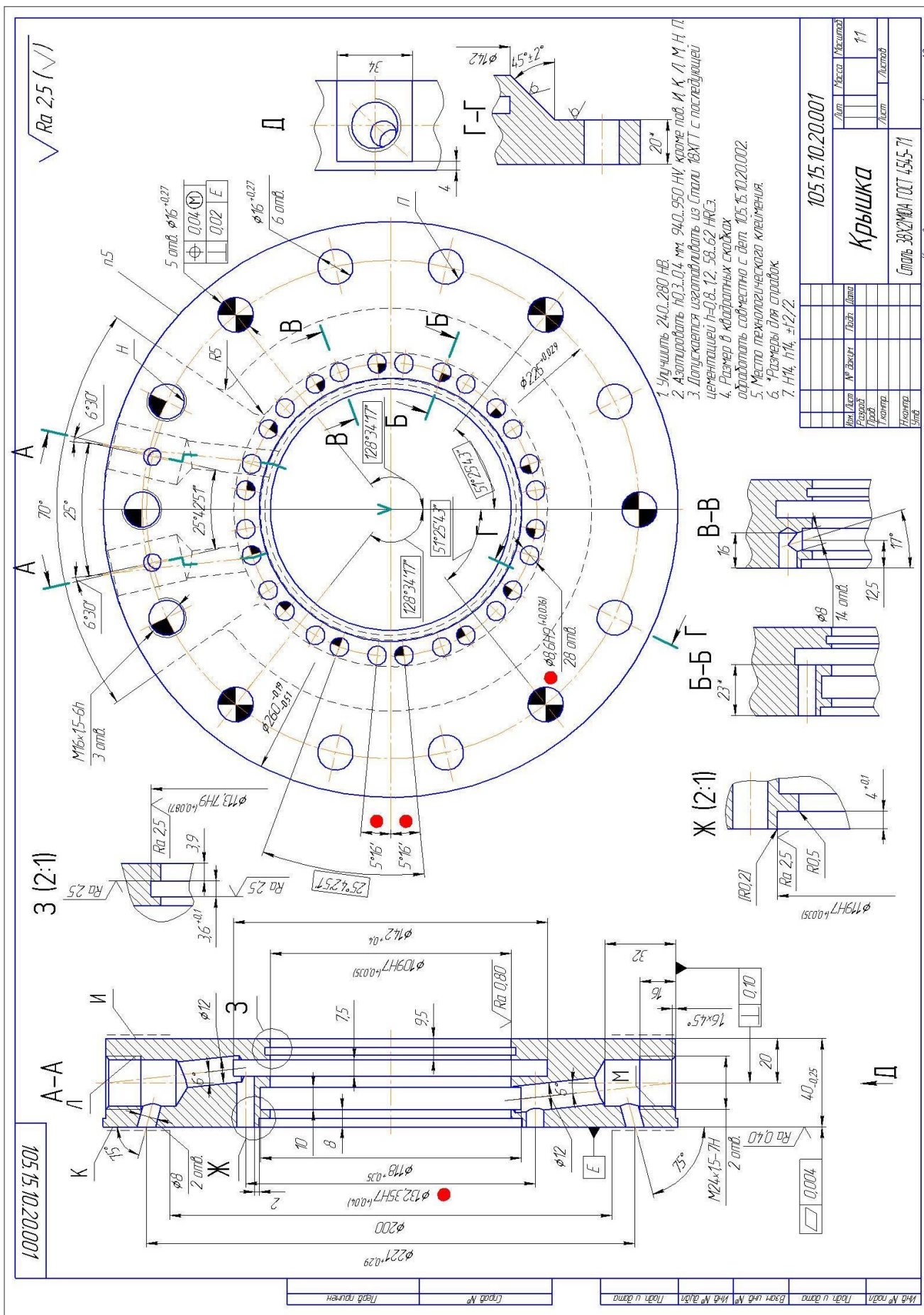
Перв. примен.		Формат	Зона	Лаз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справ. №						Документация		
					105.15.10.10.000СБ	Сборочный чертеж		
						Детали		
			1	105.15.10.10.001	Ротор	2		
			2	015.15.10.10.002	Фиксатор	2		
Подп. и дата						Стандартные изделия		
				4		Кольцо 110-116-36	1	
						ГОСТ 9833-73/ГОСТ 18829-75		
Взам. инв. №		Инв. № дубл.						
Подп. и дата								
Инв. № подл.		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	105.15.10.10.000 СБ	
		Разраб.						
		Пров.						
		Н.контр.						
		Утв.						
Шестерня						Лит.	Лист	Листов
								1
Копировал						Формат А4		

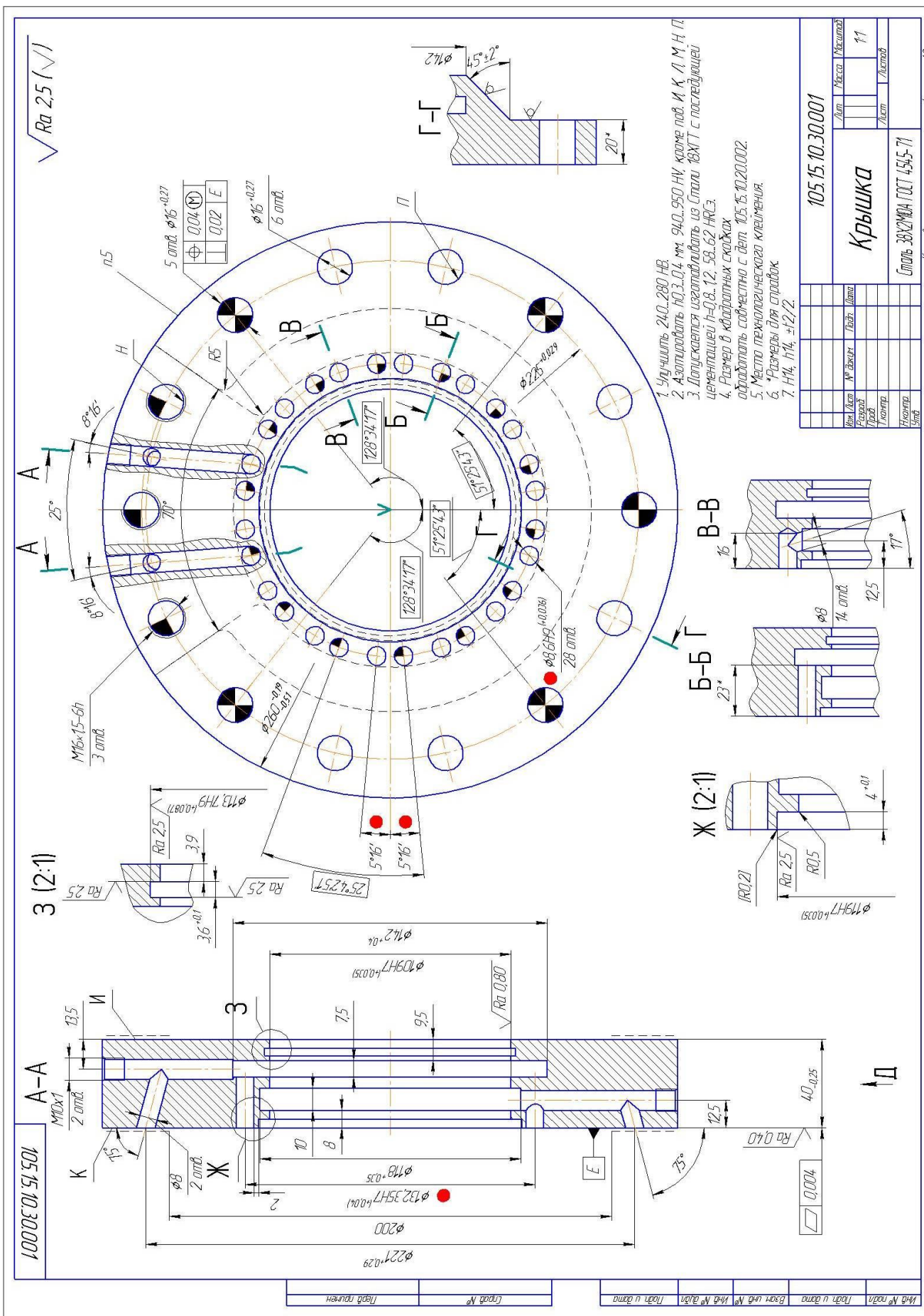


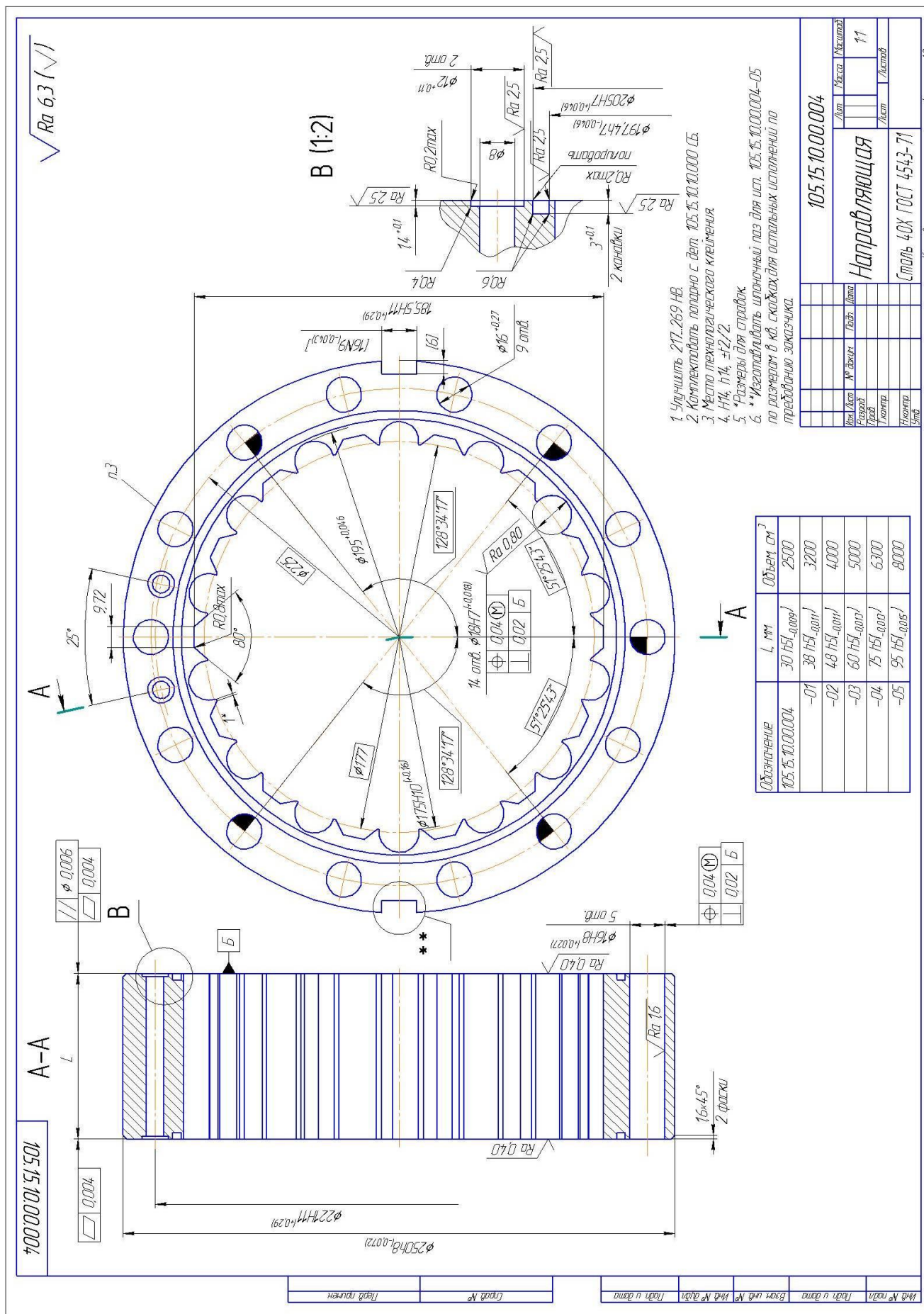
Объяснение	L, мм	Объем см ³
10,5; 15; 10; 10; 000	30 мм ^{0,0001}	2500
-01	38 мм ^{0,0001}	3200
-02	4,8 мм ^{0,0001}	4000
-03	60 мм ^{0,0001}	5000
-04	75 мм ^{0,0001}	6300
-05	95 мм ^{0,0001}	8000

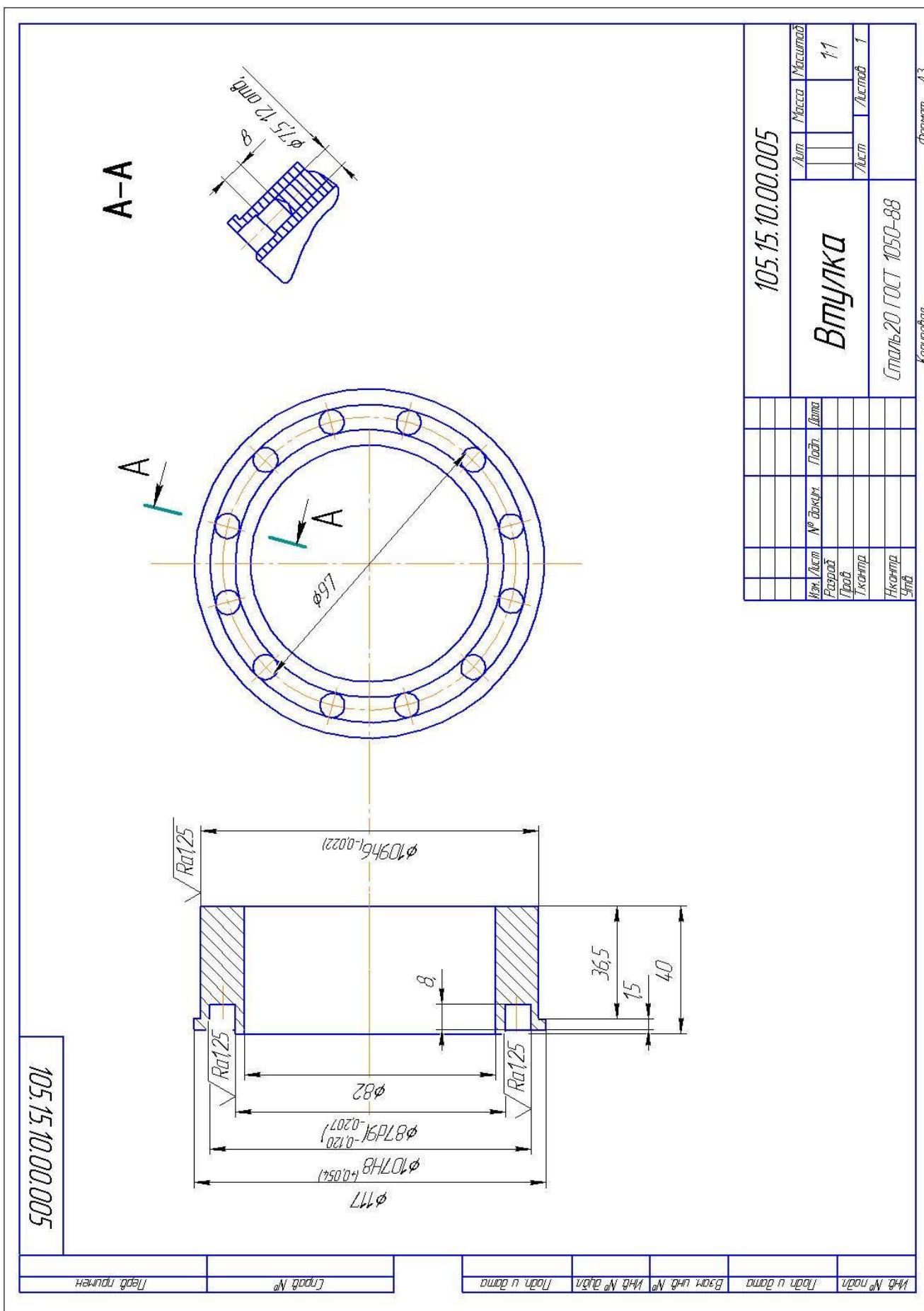
1. Деталь поз. 1 и 2 цементировать $h=0,12$ мм 57.61 НВ3.
2. Перед сборкой детали поз. 1 и 2 проткупили крошки зудьев в местах контакта с роликами (так 0,1 мм со сторон
3. Материал технологического назначения
4. *Размеры для справок
5. *Комплектность шпинделя с деталью № 105.5.10.00004.
6. Допускается замена шлица D-8х5,6х54х8 H7/F7 на D-8х6,5х54х8х9 F8
7. H4, H7, H14, H16, H18, H21, H24, H27, H30, H33, H36, H39, H42, H45, H48, H51, H54, H57, H60, H63, H68, H72, H75, H79, H83, H87, H92, H96, H100, H105, H110, H115, H120, H125, H130, H135, H140, H145, H150, H155, H160, H165, H170, H175, H180, H185, H190, H195, H200, H205, H210, H215, H220, H225, H230, H235, H240, H245, H250, H255, H260, H265, H270, H275, H280, H285, H290, H295, H300, H305, H310, H315, H320, H325, H330, H335, H340, H345, H350, H355, H360, H365, H370, H375, H380, H385, H390, H395, H400, H405, H410, H415, H420, H425, H430, H435, H440, H445, H450, H455, H460, H465, H470, H475, H480, H485, H490, H495, H500, H505, H510, H515, H520, H525, H530, H535, H540, H545, H550, H555, H560, H565, H570, H575, H580, H585, H590, H595, H600, H605, H610, H615, H620, H625, H630, H635, H640, H645, H650, H655, H660, H665, H670, H675, H680, H685, H690, H695, H700, H705, H710, H715, H720, H725, H730, H735, H740, H745, H750, H755, H760, H765, H770, H775, H780, H785, H790, H795, H800, H805, H810, H815, H820, H825, H830, H835, H840, H845, H850, H855, H860, H865, H870, H875, H880, H885, H890, H895, H900, H905, H910, H915, H920, H925, H930, H935, H940, H945, H950, H955, H960, H965, H970, H975, H980, H985, H990, H995, H1000, H1005, H1010, H1015, H1020, H1025, H1030, H1035, H1040, H1045, H1050, H1055, H1060, H1065, H1070, H1075, H1080, H1085, H1090, H1095, H1100, H1105, H1110, H1115, H1120, H1125, H1130, H1135, H1140, H1145, H1150, H1155, H1160, H1165, H1170, H1175, H1180, H1185, H1190, H1195, H1200, H1205, H1210, H1215, H1220, H1225, H1230, H1235, H1240, H1245, H1250, H1255, H1260, H1265, H1270, H1275, H1280, H1285, H1290, H1295, H1300, H1305, H1310, H1315, H1320, H1325, H1330, H1335, H1340, H1345, H1350, H1355, H1360, H1365, H1370, H1375, H1380, H1385, H1390, H1395, H1400, H1405, H1410, H1415, H1420, H1425, H1430, H1435, H1440, H1445, H1450, H1455, H1460, H1465, H1470, H1475, H1480, H1485, H1490, H1495, H1500, H1505, H1510, H1515, H1520, H1525, H1530, H1535, H1540, H1545, H1550, H1555, H1560, H1565, H1570, H1575, H1580, H1585, H1590, H1595, H1600, H1605, H1610, H1615, H1620, H1625, H1630, H1635, H1640, H1645, H1650, H1655, H1660, H1665, H1670, H1675, H1680, H1685, H1690, H1695, H1700, H1705, H1710, H1715, H1720, H1725, H1730, H1735, H1740, H1745, H1750, H1755, H1760, H1765, H1770, H1775, H1780, H1785, H1790, H1795, H1800, H1805, H1810, H1815, H1820, H1825, H1830, H1835, H1840, H1845, H1850, H1855, H1860, H1865, H1870, H1875, H1880, H1885, H1890, H1895, H1900, H1905, H1910, H1915, H1920, H1925, H1930, H1935, H1940, H1945, H1950, H1955, H1960, H1965, H1970, H1975, H1980, H1985, H1990, H1995, H2000, H2005, H2010, H2015, H2020, H2025, H2030, H2035, H2040, H2045, H2050, H2055, H2060, H2065, H2070, H2075, H2080, H2085, H2090, H2095, H2100, H2105, H2110, H2115, H2120, H2125, H2130, H2135, H2140, H2145, H2150, H2155, H2160, H2165, H2170, H2175, H2180, H2185, H2190, H2195, H2200, H2205, H2210, H2215, H2220, H2225, H2230, H2235, H2240, H2245, H2250, H2255, H2260, H2265, H2270, H2275, H2280, H2285, H2290, H2295, H2300, H2305, H2310, H2315, H2320, H2325, H2330, H2335, H2340, H2345, H2350, H2355, H2360, H2365, H2370, H2375, H2380, H2385, H2390, H2395, H2400, H2405, H2410, H2415, H2420, H2425, H2430, H2435, H2440, H2445, H2450, H2455, H2460, H2465, H2470, H2475, H2480, H2485, H2490, H2495, H2500, H2505, H2510, H2515, H2520, H2525, H2530, H2535, H2540, H2545, H2550, H2555, H2560, H2565, H2570, H2575, H2580, H2585, H2590, H2595, H2600, H2605, H2610, H2615, H2620, H2625, H2630, H2635, H2640, H2645, H2650, H2655, H2660, H2665, H2670, H2675, H2680, H2685, H2690, H2695, H2700, H2705, H2710, H2715, H2720, H2725, H2730, H2735, H2740, H2745, H2750, H2755, H2760, H2765, H2770, H2775, H2780, H2785, H2790, H2795, H2800, H2805, H2810, H2815, H2820, H2825, H2830, H2835, H2840, H2845, H2850, H2855, H2860, H2865, H2870, H2875, H2880, H2885, H2890, H2895, H2900, H2905, H2910, H2915, H2920, H2925, H2930, H2935, H2940, H2945, H2950, H2955, H2960, H2965, H2970, H2975, H2980, H2985, H2990, H2995, H3000, H3005, H3010, H3015, H3020, H3025, H3030, H3035, H3040, H3045, H3050, H3055, H3060, H3065, H3070, H3075, H3080, H3085, H3090, H3095, H3100, H3105, H3110, H3115, H3120, H3125, H3130, H3135, H3140, H3145, H3150, H3155, H3160, H3165, H3170, H3175, H3180, H3185, H3190, H3195, H3200, H3205, H3210, H3215, H3220, H3225, H3230, H3235, H3240, H3245, H3250, H3255, H3260, H3265, H3270, H3275, H3280, H3285, H3290, H3295, H3300, H3305, H3310, H3315, H3320, H3325, H3330, H3335, H3340, H3345, H3350, H3355, H3360, H3365, H3370, H3375, H3380, H3385, H3390, H3395,

[illegible]





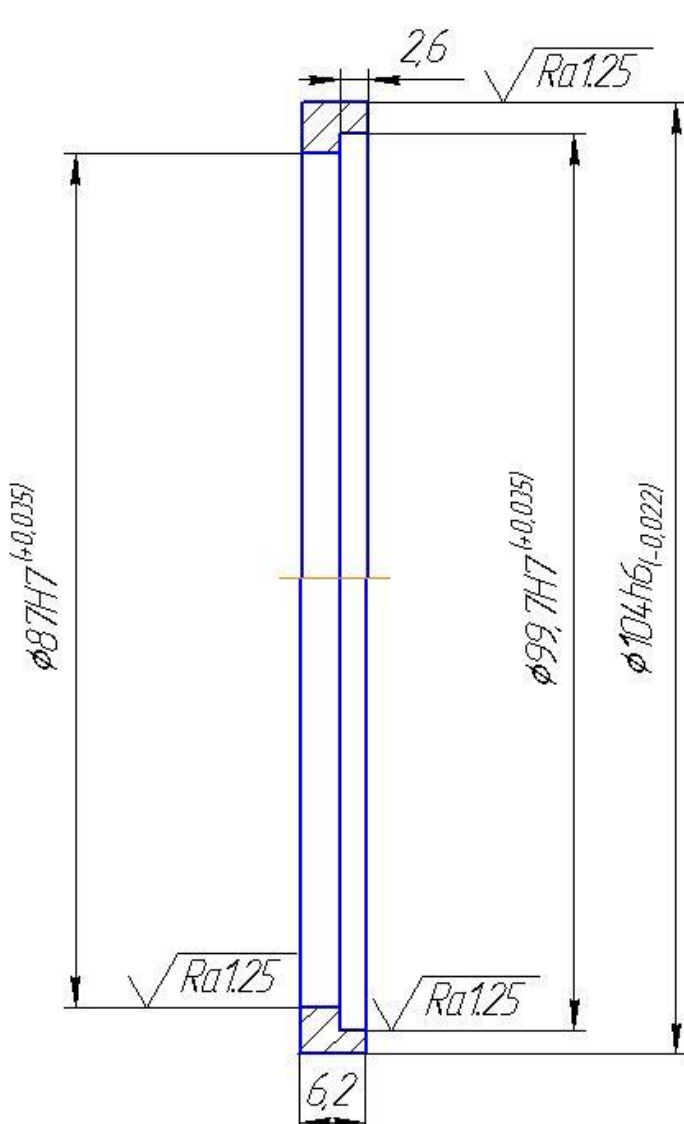




Перв. примен.	105.15.10.00.006								
Справ. №									
Подп. и дата	Граничне відхилення розмірів h14, ±t2/2								
Взам. инв. №	Инв. № дѣл	105.15.10.00.006					Лит.	Масса	Масштаб
Подп. и дата	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Пробка		5:1	1
Инв. № подл.	Разраб.	Пров.	Т.контр.	Н.контр.	Утв.	16-В ГОСТ 2590-71 Круж 35-6-20 ГОСТ 1050-74		Лист 1 Листов 1	
Копировал						Формат А4			

[illegible]

Перв. примен.		800'00'01'51'501					$\sqrt{Ra3.2 (\checkmark)}$																		
Справ. №																									
Подп. и дата		Инв. № д/кл					Взам. инв. №					Подп. и дата													
Инв. № подл.		Подп. и дата					105.15.10.00.008					<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 25%;">Лит.</td> <td style="width: 25%;">Масса</td> <td style="width: 50%;">Масштаб</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td style="text-align: center;">1:1</td> </tr> <tr> <td colspan="2">Лист</td> <td>Листов 1</td> </tr> </table>					Лит.	Масса	Масштаб			1:1	Лист		Листов 1
Лит.	Масса	Масштаб																							
		1:1																							
Лист		Листов 1																							
Изм. / лист		№ докум.					Подп.					Дата													
Разраб.																									
Пров.																									
Т.контр.																									
И.контр.																									
Утв.																									
							Кольцо					Сталь 35 ГОСТ 1050-88													
							Копировал					Формат А4													

Перв. примен.		105.15.10.00.009					$\sqrt{Ra3.2 (\checkmark)}$																													
Справ. №		$\phi 87H7^{(+0.035)}$ $\phi 99.7H7^{(+0.035)}$ $\phi 104h6_{(-0.022)}$																																		
Подп. и дата																																				
Взам. инв. №		105.15.10.00.009					Кольцо																													
Подп. и дата		<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;">Изм.</td> <td style="width: 15%;">Лист</td> <td style="width: 20%;">№ докум.</td> <td style="width: 15%;">Подп.</td> <td style="width: 15%;">Дата</td> </tr> <tr> <td>Разраб.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Пров.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Т.контр.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Н.контр.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Утв.</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </table>										Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Разраб.					Пров.					Т.контр.					Н.контр.				
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата																																
Разраб.																																				
Пров.																																				
Т.контр.																																				
Н.контр.																																				
Утв.																																				
Инв. № подл.		Сталь 35 ГОСТ 1050-88					<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%;">Лит.</td> <td style="width: 15%;">Масса</td> <td style="width: 15%;">Масштаб</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>1:1</td> </tr> <tr> <td colspan="2" style="text-align: center;">Лист</td> <td style="text-align: center;">Листов 1</td> </tr> </table>					Лит.	Масса	Масштаб			1:1	Лист		Листов 1																
Лит.	Масса	Масштаб																																		
		1:1																																		
Лист		Листов 1																																		

Копировал Формат A4

[illegible]

[illegible]

Приложение Г



«Утверждаю»
 Директор АО «Хидроинпекс»
 Калдаре А.В.
 17 ноября 2011 г.

АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Волошиной А.А. «Теория и рабочие процессы гидравлических вращателей планетарного типа», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук.

Настоящий акт составлен в том, что к внедрению принят стенд для испытаний унифицированного ряда гидровращателей планетарного типа серии GPR-F-M с рабочими объемами 2500...8000 см³, разработанный по результатам исследований, выполненных в докторской диссертации Волошиной А.А.

Главный инженер

 Б.Г. Широков

Начальник бюро гидромоторов

 В.И. Кожокару

«Утверждаю»
 Директор АО «Хидроинпекс»
Калдаре А.В.
 « 26 » апреля 2012 г.



АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Волошиной А.А. «Теория и рабочие процессы гидравлических вращателей планетарного типа», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук.

Настоящий акт составлен в том, что результаты докторской диссертации Волошиной А.А. в виде методик по проектированию унифицированного ряда высокомоментных планетарных гидровращателей серии GPR-F-M-2500...8000 включены в проектно-конструкторские работы завода.

К внедрению принята разработанная методика расчета и проектирования гидровращателей планетарного типа и их элементов, позволяющая улучшить выходные характеристики, а также повысить качество изготовления унифицированного ряда гидровращателей серии GPR-F-M-2500...8000.

Главный инженер



Б.Г. Широков

Начальник бюро гидромоторов



В.Л. Кожокару

«Утверждаю»
 Директор АО «Хидроинпекс»
 Калдаре А.В.
 « 26 » апреля 2012 г.



АКТ

о внедрении результатов диссертационной работы Волошиной А.А. «Теория и рабочие процессы гидравлических вращателей планетарного типа», представленной на соискание ученой степени доктора технических наук.

Настоящий акт составлен в том, что результаты докторской диссертации Волошиной А.А., в виде конструкторской документации на изготовление унифицированного ряда гидровращателей планетарного типа серии GPR-F-M-2500...8000, включены в проектно-конструкторские работы завода.

К внедрению принята разработанная конструкторская документация на изготовление унифицированного ряда высокомоментных планетарных гидровращателей серии GPR-F-M-2500...8000.

Главный инженер



Б.Г. Широков

Начальник бюро гидромоторов



В.Л. Кожокару

ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Механіко-технологічний факультет
Кафедра «Мобільні енергетичні засоби»



«Затверджую»

Проректор

з науково-педагогічної роботи

[Signature] О.П. Ломейко

« 03 » вересня 2012 р.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи Волошиної А.А.
«Теорія і робочі процеси гідравлічних обертачів планетарного типу»
представленої на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Представлений акт складений про те, що результати докторської дисертації Волошиної А.А. у вигляді методик по розрахунку і проектуванню гідравлічних обертачів планетарного типу впроваджені в навчальний процес при вивченні дисципліни «Гідропривод сільськогосподарської техніки», «Гідравлічні системи сільськогосподарської техніки», а також при курсовому та дипломному проектуванні.

Автор розробки,
к.т.н., доцент кафедри мобільних
енергетичних засобів

[Signature]

А.А. Волошина

Завідувач кафедри мобільних
енергетичних засобів
д.т.н., професор

[Signature]

А.І. Панченко

Декан механіко-технологічного
факультету, к.т.н., доцент

[Signature]

С.В. Кюрчев