

М442508

Министерство высшего и среднего специального образования
С С С Р

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ
УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э.БАУМАНА

На правах рукописи

КУРАНОВ Виктор Георгиевич

УДК 621.25

РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ РАСЧЕТА
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН

Специальность 05.04.13 - Гидравлические машины
и гидропневмоагрегаты

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1985

Работа выполнена во Всесоюзном научно-исследовательском институте комплексных проблем машиностроения для животноводства и кормопроизводства - ВНИИКОМ и в МВТУ им.Н.Э.Баумана

Научный руководитель

- кандидат технических наук, доцент Бурисов Б.П.

Официальные оппоненты:

- доктор технических наук, профессор Некрасов Б.Б.

- кандидат технических наук, Саков В.А.

Ведущая организация:

- Ленинградское производственное объединение по гидроприводам " Парголовоцкий завод "

Защита состоится " 9 " апреля 1986 г. в 14 час. 30 мин. на заседании специализированного Совета Д 053.15.11 в Московском высшем техническом училище имени Н.Э.Баумана; г.Москва, 2-я Бауманская, д.5.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Московского

БАТАЕВ О.В.

Тир.100 экз.
анская ул., д. 5.

М442508

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. В соответствии с принятыми XXVI съездом КПСС "Основными направлениями экономического и социального развития СССР на 1981-1985 годы и на период до 1990 года", а также с утвержденной майским 1982 года Пленумом ЦК КПСС Продовольственной программой СССР в отрасли машиностроения для животноводства и кормопроизводства ведутся работы по снижению материалоёмкости, энергоёмкости и стоимости на единицу конечного полезного эффекта при одновременном повышении надежности машин для животноводства и кормопроизводства.

Апрельский и октябрьский 1985 года Пленумы ЦК КПСС определили ускорение научно-технического прогресса, как коренной вопрос экономической политики Партии на современном этапе. Эффективным средством сокращения сроков создания и повышения технического уровня машин и оборудования для животноводства и кормопроизводства является широкое внедрение объемных гидроприводов на базе аксиально-поршневых гидромашин (АПГ). Одной из основных задач повышения качества объемных гидроприводов является оптимизация их схемы и рабочих параметров, что позволяет в ряде случаев снизить массу гидромашин в 2-3 раза и обеспечить снижение на 15-20% расхода топлива приводного двигателя.

При оптимизации конструкции объемных гидроприводов наибольшую сложность представляет определение энергетических характеристик гидромашин в широком диапазоне изменения рабочих параметров (давления p , угловой скорости ω , вязкости μ и параметра регулирования ϵ). Существующие методы расчета энергетических характеристик объемных гидромашин имеют низкую точность применительно к АПГ типа "Зауэр", имеющим высокое (до 35-40 МПа) давление и широкий диапазон изменения частоты вращения. АПГ этого типа являются одними из базовых для объемных гидроприводов сельхозмашин в XII пятилетке. Плановая программа их выпуска достигает десятков тысяч в год.

Указанные соображения позволяют сделать вывод, что выбранное направление работы по исследованию энергетических характеристик АПГ типа "Зауэр" является актуальным.

Цель работы состоит в создании расчетно-экспериментальных методов определения энергетических характеристик АПГ (на примере ряда гидромашин типа "Зауэр") на базе исследования работы

I

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1442508

Куранов В.Г. Разработка ме

МГТУ
им. Н.Э.Баумана
БИБЛИОТЕКА

наиболее характерного узла (системы распределения) с учетом пространственного движения блока цилиндров.

Научную новизну работы составляют:

- методы и результаты исследования компрессионных потерь энергии насосов и гидромоторов при произвольной форме индикаторной диаграммы;
- анализ условий работы системы распределения АПГ при не-изотермическом течении смазки;
- разработанная в виде программного комплекса математическая модель и результаты расчета на ЭВМ пространственного движения блока цилиндров АПГ;
- методы разработки и экспериментальной проверки математической модели энергетических характеристик ряда АПГ.

Практическая ценность работы заключается: в разработке методики и комплекса программ расчета на ЭВМ пространственного движения блока цилиндров, энергетических характеристик и зазора в системе распределения АПГ; в определении способа изменения зазора в системе распределения АПГ; в создании математической модели энергетических характеристик АПГ, позволяющей проводить оптимизацию объемных гидроприводов, работающих в широком диапазоне изменения рабочих параметров.

Реализация работы. Результаты проведенных исследований легли в основу методических указаний "Расчет энергетических характеристик аксиально-поршневых гидропередат" МУ-105-0-064-83, на базе которых были выбраны оптимальные схемы и параметры гидромашины и механических элементов перспективных гидропередат:

- ходовой части и рабочих органов самоходного кормоуборочного комбайна КСК-100;
- ходовой части мобильного энергетического средства "Славянка";
- объемного гидропривода кормоуборочных машин ГСТ-90 с узлами собственного изготовления;
- привода фрезы погрузчика непрерывного действия ПНД-250.

Суммарный годовой экономический эффект от проведенных работ составляет 463,5 тыс.руб.

Апробация работы. Основные положения диссертации доложены и обсуждены: на научно-технических конференциях ВНИИ комплексных проблем машиностроения для животноводства и кормопроизводства (ВНИИКОМЖ, Москва, 1980, 1981, 1982 гг.); Всесоюзной науч-

но-технической конференции по развитию и совершенствованию приводов сельскохозяйственной техники, г.Кировоград, 1982 г. Диссертационная работа доложена и одобрена на заседаниях секции НТС ВНИИКОММа и научно-технического семинара кафедры К-6 МВТУ им.Н.Э.Баумана в 1985 г.

Публикации. По результатам работы опубликовано 7 статей, получено авторское свидетельство на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав и заключения, изложенных на 197 стр. машинописного текста, включая 55 рисунков, 2 таблицы и перечень литературы из 109 наименований, а также двух приложений на 16 стр.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении показано, что применение объемного гидропривода на базе АПГ является эффективным средством решения поставленных Партией и Правительством задач по повышению технического уровня сельхозмашин. Отмечено, что оптимизация схемы и параметров гидроприводов позволяет значительно снизить металлоемкость приводов и энергозатраты при их эксплуатации. Необходимой базой для оптимизации гидроприводов является информация по энергетическим характеристикам гидромашин в широком диапазоне изменения рабочих параметров. АПГ с наклонным диском типа "Зауэр" широко применяются в гидроприводах машин за рубежом, расширяется также их применение в отечественных сельхозмашинах, что определило объект исследования в диссертации.

Анализ состояния вопроса в СССР и за рубежом показал, что приоритет в исследовании энергетических характеристик объемных гидромашин принадлежит профессору МВТУ им.Н.Э.Баумана В.В.Мишке. Последующие исследования В.Н.Прокофьева, А.Г.Полушкова, К.И.Городецкого, В.А.Сакова и др., а также зарубежных ученых: В.Вильсона, В.Шлоссера, Ж.Тома, Ж.Хильбрандса, Г.Мувельнаутца, А.Хиби, Т.Ихикавы позволили получить ряд математических моделей объемных гидромашин, с удовлетворительной точностью описывающих энергетические характеристики гидромашин, работающих при средних значениях (до 20 МПа) давления, а также в относительно узком диапазоне изменения частоты вращения и вязкости рабочей жидкости. Экспериментальные значения энергетических характеристик АПГ типа "Зауэр", работающих при высоком (до 35-40 МПа) давлении и в широком диапазоне изменения частоты вращения и

вязкости, имеют значительные расхождения с расчетными по существующим методикам. Это объясняется недостаточной подробностью анализа явлений, определяющих потери энергии в основных узлах гидромашины при высоких давлениях и частотах вращения, а также существенным влиянием на энергетические характеристики конструктивных особенностей гидромашин. Изучение потерь энергии в отдельных узлах АПГ, а также влияния на потери сжимаемости рабочей жидкости, начато сравнительно недавно и сведения об этих исследованиях весьма ограничены.

На основании проведенного анализа методов расчета энергетических характеристик объемных гидромашин применительно к определению характеристик исследуемых АПГ, сформулированы следующие основные задачи работы:

1. Разработать методы расчета потерь энергии, связанных с сжимаемостью рабочей жидкости.
2. Провести анализ особенностей течения жидкости в системе распределения АПГ с учетом неизотермичности режима и произвольного движения торца блока цилиндров.
3. Выбрать метод расчета, составить алгоритм и программу определения на ЭВМ пространственного движения блока цилиндров с учетом конструктивных особенностей исследуемых АПГ.
4. Используя результаты расчета энергетических характеристик и зазора в характерном узле АПГ (система распределения), составить математическую модель энергетических характеристик ряда АПГ.
5. Разработать методы расчетного и экспериментального определения энергетических характеристик АПГ высокого давления и частоты вращения.

Во введении приведены основные новые научные результаты, полученные в ходе выполнения работы, а также основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе – "Потери энергии и КПД роторных объемных гидромашин" – изложена методология определения потерь энергии в роторных объемных гидромашинах при сжимаемой рабочей жидкости.

Существующие методы определения потерь энергии и КПД без учета сжимаемости жидкости достаточно точны при давлении до 10–15 МПа. В этом случае объемный КПД совпадает с коэффициентом подачи, а гидромеханический КПД определяется отношением идеального момента к моменту гидромашин. При повышении давления гид-

ромашин до 35–40 МПа, что характерно для современных АПГ, начинают заметно проявляться эффекты, связанные с сжимаемостью рабочей жидкости. При значительных отклонениях индикаторной диаграммы от прямоугольной формы, расчет объемного и гидромеханического КПД по формулам для несжимаемой жидкости может дать величины КПД превышающие единицу, что противоречит физическому смыслу. Таким образом, возникает задача рассмотрения потерь энергии в случае сжимаемости рабочей жидкости и произвольной формы индикаторной диаграммы.

Потери энергии, связанные с сжимаемостью жидкости определяются характером процессов смены давления (ПСД), формирующих индикаторную диаграмму в районах мертвых точек. В случае индикаторных диаграмм, ПСД которых определяется только перемещением поршня, компрессионные потери энергии отсутствуют. В исследуемых гидромашинах ПСД определяется не только перемещением поршня, а также и течением жидкости через дросселирующие каналы распределителя. Эти процессы сопровождаются потерей энергии жидкости, втекающей и вытекающей из цилиндров в районах мертвых точек. Рассмотрение индикаторных диаграмм общего вида для насоса и гидромотора в сравнении с индикаторными диаграммами, ПСД которых определяется только перемещением поршня, позволило получить выражения компрессионных потерь энергии в общем случае.

В случае непрямоугольной индикаторной диаграммы возможности разделения потерь энергии ограничиваются трудностью определения энергии, теряемой с утечками в ПСД, а также гидравлических потерь энергии. Поэтому потери энергии можно разделить только на механические и потери гидравлического происхождения, включающие объемные и гидравлические. Тогда можно определить индикаторный, механический и общий КПД гидромашин. В ряде случаев форма индикаторной диаграммы гидромашин близка к прямоугольной, несмотря на наличие сжимаемости жидкости. Используя полученные выражения компрессионных потерь энергии, можно определить механический, гидравлический, объемный и общий КПД гидромашин, а также составляющие баланса энергии гидромашин по приведенным формулам.

С целью определения формы индикаторных диаграмм исследуемых гидромашин было получено дифференциальное уравнение ПСД в безразмерном виде в предположении отсутствия утечек из цилиндра и инерции жидкости, а также с учетом геометрического и кинема-

тического подобия и одинакового максимального давления гидромашин типоразмерного ряда. Из этого уравнения следует, что ПСД не зависит от рабочего объема, а определяется относительными давлением, угловой скоростью и параметром регулирования гидромашин. Решение уравнения ПСД на ЭВМ показало, что форма индикаторной диаграммы исследуемых гидромашин близка к прямоугольной, что позволяет пользоваться полученными формулами для механического, гидравлического, объемного и общего КПД гидромашин в случае сжимаемой жидкости.

Во второй главе – "Анализ условий работы системы распределения" – приведены результаты исследования особенностей течения жидкости в щели наиболее характерной пары скольжения АПГ – системы распределения. Целью исследования являлось определение отжимающей силы, действующей на блок цилиндров со стороны распределителя, температуры и вязкости жидкости в смазочной пленке системы распределения, а также утечек, силы и момента трения в зависимости от рабочих параметров гидромашин и зазора в системе распределения в общем случае движения блока цилиндров относительно распределителя.

Расчету характеристик течения в системе распределения посвящены работы В.Н.Прокофьева, А.Г.Полышкова, Р.М.Пасынкова, Д.Н.Попова, С.Н.Рожественского, Б.П.Борисова, Р.Б.Галеева, Г.А.Кондрахина и др., а также ряда зарубежных ученых: Ж.Тома, Э.Брангса, М.Жордано, Р.Буде. В этих работах рассматривались условия течения при неизменных размерах и форме зазора между блоком цилиндров и распределителем. Источниками подъемной силы в смазочном слое принимались клиновидность зазора в предположении изотермичности течения или изменение плотности жидкости за счет ее нагрева (теория "теплового клина").

Поскольку при работе АПГ возможны колебания блока цилиндров относительно распределителя, возникает задача оценки условий течения в системе распределения в общем виде с учетом нормальной скорости стенок щели, а также неизотермичности течения.

Оценив относительный порядок членов уравнений движения, притока тепла и состояния вязкой жидкости применительно к течению в щели системы распределения АПГ с учетом малости зазора и теплообмена со стенками, получим в цилиндрической системе координат:

уравнение Рейнольдса:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{h^3}{\mu \cdot r} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) = 6 \omega r \frac{dh}{d\varphi} + 12 V_h r, (1)$$

уравнение поля температуры:

$$\rho \left[\frac{d(\zeta T)}{d\varphi} \frac{\omega h}{2} - \frac{\partial(\zeta T)}{\partial r} \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right] = \frac{h^3}{12\mu} \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 + \mu \frac{(\omega r)^2}{h}, (2)$$

где r - радиальная координата, φ - угловая координата, h - зазор, μ - вязкость жидкости, p - давление, ω - угловая скорость, V_h - нормальная скорость движения блока относительно распределителя, ρ - плотность жидкости, ζ - теплоемкость жидкости, T - температура.

Для систем распределения с относительно узкими уплотняющими и опорными поясками поле давления определяется главным образом радиальным течением, а тангенциальный градиент температуры пренебрежимо мал по сравнению с радиальным, что позволяет от уравнений в частных производных (1), (2) перейти к обычным дифференциальным уравнениям. Решив уравнение Рейнольдса, получим выражение гидродинамической подъемной силы на опорном поясе системы распределения в прямоугольной системе координат:

$$W = \sum_{i=1}^{i_c} b_c \int_{\varphi_{ni}}^{\varphi_{ci}} \left[-\mu \cdot b_c^3 r_{cp} \int \frac{\left(\frac{U}{2} \psi + r_{cp} \cdot \theta \right) \cos \varphi + \left(r_{cp} \psi - \frac{U}{2} \theta \right) \sin \varphi + \dot{z}_0}{\left[z_0 + r_{cp} (\theta \cos \varphi + \psi \sin \varphi) \right]^3} d\varphi \right], (3)$$

где i_c - число сегментов опорного пояса, b_c - ширина сегмента, r_{cp} - средний радиус сегмента, U - окружная скорость, ψ, θ, φ - угловые координаты поворота блока цилиндров, z_0 - координата блока цилиндров по оси Z вала.

Очевидно, основными источниками гидродинамической силы на опорном поясе являются клиновидность зазора и скорость нормального движения блока цилиндров и плоскости распределителя.

На уплотняющих поясках отжимающая сила определяется в основном "гидростатическим" перепадом давления и может быть записана в виде:

$$Q_r = \left[D_4 \cdot \rho_{ок} + \frac{a_1}{2} \left(\frac{D_4}{2} - \rho_{ок} - \frac{a_1}{2} \right) + \frac{a_2}{2} \left(\frac{D_4}{2} + \rho_{ок} + \frac{a_2}{2} \right) \right] \left[p_1^* \delta_1 p_1 + p_2^* \delta_2 p_2 + \sum_{i=1}^{i=j} \delta_{yi} p_{yi} + \sum_{i=1}^{i=j} \delta_{ni} \left(\frac{p_{yi} + p_{y(i+1)}}{2} \right) \right], (4)$$

где D_c - диаметр разности цилиндров, $Q_{ок}$ - половина ширины окна распределителя, a_1, a_2 - ширина уплотняющих поясков распределителя, P_1^*, P_2^* - коэффициенты полноты эпоры на уплотняющих поясках, $\delta_1, \delta_2, \delta_c, \delta_p$ - центральные углы окон распределителя, цилиндра и перемычки, P_1, P_2 - низкое и высокое давления в окнах распределителя, P_c - давление в окне цилиндра.

Коэффициенты полноты эпоры давления на уплотняющих поясках характеризуют изменение площади эпоры при неизотермическом течении относительно линейной эпоры, характерной для изотермического течения.

Уравнения полей давления и температуры для уплотняющих поясков в цилиндрической системе координат:

$$\frac{dP}{dr} = - \frac{12\mu \cdot q}{h^3 \cdot r}, \quad (5)$$

$$\frac{dT}{dr} = \frac{\mu}{\rho \cdot c} \left(\frac{12q}{h^3 r} + \frac{\omega^2 r^3}{q h} \right), \quad (6)$$

где q - объемный расход жидкости.

Решение уравнений (5), (6) позволило получить выражения коэффициента P^* полноты эпоры и безразмерного расхода q^* , характеризующего отношение утечек при адиабатическом и изотермическом режимах течения:

$$P^* = 2 \left\{ [\sigma(1+b)]^{-1} - [e^{\sigma(1+b)} - 1]^{-1} \right\}, \quad (7)$$

$$q^* = \frac{e^{\sigma b}}{\sigma(1+b)} \left[1 - e^{-\sigma(1+b)} \right], \quad (8)$$

где σ и b - безразмерные комплексы, характеризующие рабочими параметрами гидромашин, размерами щели системы распределения и параметрами рабочей жидкости.

Расчеты показывают, что неизотермичность течения через уплотняющие пояски системы распределения АПШ типа "Зауэр" приводит к значительному (до 250%) увеличению утечек и уменьшению (до 40%) силы отжима.

Сравнение расчетных (по модели адиабатического течения через постоянный зазор с параллельными стенками) и экспериментальных зависимостей утечек и момента трения в системе распре-

деления от рабочих параметров гидромашины, позволило предположить переменность зазора в системе распределения при изменении рабочих параметров.

Результаты исследований особенностей течения в системе распределения, полученные в главе 2, являются необходимым материалом для расчета движения блока цилиндров относительно распределителя.

В третьей главе – "Исследование движения блока цилиндров относительно распределителя" – приводятся методика и результаты определения зазора и энергетических характеристик системы распределения АПГ на базе исследования движения блока цилиндров относительно распределителя, которое зависит от нагружающих силовых факторов и от особенностей конструкции гидромашины, определяющих характер связей, наложенных на блок цилиндров.

Блок связан с валом бомбинированным шлицевым соединением, которое, обеспечивая синхронное вращение блока с валом, не ограничивает его движение вдоль оси Z и поворот относительно осей X и Y.

Движение блока цилиндров по координатам Z, ψ и θ в насосном режиме описывается уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z} - Q_r - W + P + F + R_{np} &= 0, \\ J\ddot{\psi} + M_{qr\psi} + M_{w\psi} - M_{p\psi} - M_{f\psi} + L_{\psi} &= 0, \\ J\ddot{\theta} + M_{qr\theta} + M_{w\theta} - M_{p\theta} - M_{f\theta} + L_{\theta} + M_{\psi} &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

где m – масса блока, P – сила прижима блока давлением в цилиндрах, F – сила прижима блока трением поршней, R_{np} – сила пружины блока, J – момент инерции блока, M_{qr} , M_w , M_p , M_f – моменты сил Q_r , W , P , F , L – гироскопический момент, M_{ψ} – центробежный опрокидывающий момент блока.

Введя безразмерные переменные:

$$y_1 = \frac{z}{r_{cp}}, \quad y_2 = \frac{\dot{z}}{u}, \quad y_3 = \theta, \quad y_4 = \frac{\dot{\theta}}{\omega}, \quad y_5 = \psi, \quad y_6 = \frac{\dot{\psi}}{\omega}$$

получим систему дифференциальных уравнений движения блока цилиндров в форме Коши:

$$\frac{dy_1}{dy_2} = y_2, \quad \frac{dy_2}{dy_3} = \frac{\sum F_z}{m \cdot \omega^2}, \quad \frac{dy_3}{dy_4} = y_4,$$

$$\frac{dy_4}{d\varphi} = \frac{\Sigma M_x}{J \cdot \omega^2}, \quad \frac{dy_5}{d\varphi} = y_6, \quad \frac{dy_6}{d\varphi} = \frac{\Sigma M_y}{J \omega^2},$$

где φ — угол поворота блока цилиндров вокруг оси Z ; F_z — сила по оси Z ; M_x, M_y — моменты относительно осей X и Y .

Для расчета движения блока цилиндров и характеристик системы распределения был разработан комплекс программ на алгоритмическом языке фортран-4. Вычисления проведены в МВТУ им. Баумана с помощью ЭВМ ЕС-1022. Дифференциальные уравнения решались методом Рунге-Кутты по стандартной подпрограмме. Интегралы в выражениях гидродинамических силовых факторов вычислялись приближенно методом Гаусса по 10 узловым точкам.

Теплоотвод в стенки системы распределения учитывался линейной аппроксимацией соотношения параметров адиабатической и изотермической моделей течения при зазоре от 0 до 10 мкм. Для зазоров более 10 мкм принималась адиабатическая модель течения. Дифференциальные уравнения движения решались с шагом $0,5^\circ$ по углу на угловом шаге цилиндров блока (40°). Сходимость решения определялась по стабилизации среднеинтегрального зазора в системе распределения.

На рис. 1 изображены расчетные зависимости: гидродинамической силы $F_{гд}$, момента трения $M_{тр}$, утечек q , максимального h_{max} , среднего h_0 и минимального h_{min} зазоров в системе распределения от угла φ поворота блока цилиндров при давлении $P = 40$ МПа, вязкости жидкости $\mu = 5 \cdot 10^{-2}$ Па·с и угловой скорости $\omega = 200$ 1/с. Очевидна взаимосвязь увеличения отжимающей силы $F_{гд}$ и уменьшения максимального и среднего зазоров. Минимальный зазор мало изменяется по углу поворота блока цилиндров. Изменения зазора значительно сказываются на величине утечек и в меньшей степени на моменте трения. Максимальная величина утечек в пять раз превышает их минимальное значение. Наличие периодических колебаний объемных потерь, связанных с дискретностью рабочего процесса гидромашин следует учитывать при анализе источников вибрации гидромашин, а также динамических характеристик гидроприводов объемного регулирования.

Наиболее важной характеристикой системы распределения являются зависимость зазора от рабочих параметров гидромашин. На рис. 2 построена зависимость среднеинтегрального зазора y_I от безразмерного комплекса $\frac{\mu \omega}{P_0}$. В этом комплексе P_0 — постоянное

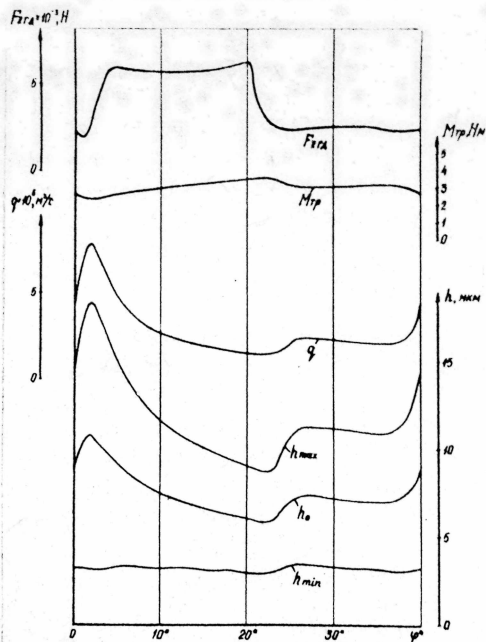


Рис. 1 Зависимость характеристик системы распределения от угла ψ поворота блока цилиндров

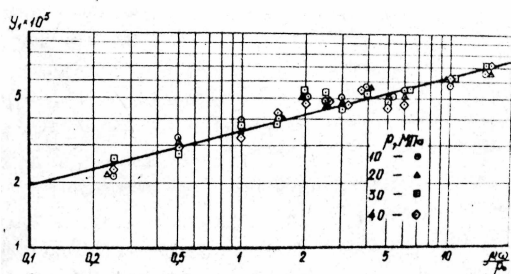


Рис. 2 Зависимость относительного зазора в системе распределения от рабочих параметров гидромашины

давление равно 1 Па . График обобщает результаты расчетов при давлении $p = 10 \dots 40 \text{ МПа}$, угловой скорости $\omega = 50 \dots 300^\circ/\text{с}$, вязкости $\mu = 5 \cdot 10^{-3} \dots 5 \cdot 10^{-2} \text{ Па} \cdot \text{с}$. Очевидно среднеинтегральный зазор в системе распределения мало зависит от давления, увеличиваясь по степенному закону с ростом вязкости и угловой скорости.

Расчеты показали заметное влияние углов растяжения индикаторной диаграммы на зазор в системе распределения, что позволяет изменять зазор в этом важном узле путем простых конструктивных мероприятий. Результаты расчетов качественно совпадают с экспериментальными данными ряда авторов по замеру зазоров в системе распределения.

В четвертой главе — "Математическая модель энергетических характеристик ряда аксиально-поршневых гидромашин" — изложена новая математическая модель АПГ на основе результатов исследования характеристик системы распределения, а также потерь, связанных с сжимаемостью жидкости и потерь энергии в других узлах гидромашин.

Потери в АПГ делятся на объемные, гидравлические и механические. Объемные потери складываются из перетечек между полостями высокого и низкого давления, потерь связанных с сжимаемостью рабочей жидкости и утечек из полости высокого давления в полость корпуса гидромашин. Перетечки в исследуемых гидромашинах возникают в области перемычек распределителя в момент прохождения окнами цилиндров положений мертвых точек. Оценки, проведенные с учетом форм индикаторной диаграммы, показали, что перетечки в исследуемых гидромашинах не превышает 4% утечек и ими можно пренебречь. Компрессионные потери определяются на основании результатов, полученных в главе I для индикаторной диаграммы прямоугольной формы. При описании утечек использован метод суммирования утечек через сеть параллельных зазоров и приведения к течению через два эквивалентных зазора с учетом геометрического подобия исследуемых гидромашин. Один эквивалентный зазор считается неизменным размеров, а размеры другого изменяются в зависимости от безразмерного комплекса $\mu \omega / p_0$ аналогично изменению зазора в системе распределения, изученному в главе 3. Математическая модель утечек имеет структуру, подобную уравнению Пуазейля и учитывает увеличение расхода за счет неизоэнtimerичности течения, исследованной в главе 2, а также увеличение

величины зазоров при деформации стенок в зависимости от давления.

Оценка гидравлических сопротивлений в рабочем тракте исследуемых гидромашин показывает, что можно пренебречь всеми составляющими потерь по сравнению с потерями при втекании жидкости из входной полости окна распределителя во вращающиеся окна цилиндров. Выражение момента гидравлических потерь было получено с использованием результатов исследования С.С. Рудневым сжатия струи при втекании в отверстие, расположенное в стенке, движущейся относительно входного сечения потока, а также с учетом геометрического подобия исследуемых гидромашин.

Механические потери определяются моментами смешанного, вязкостного и дискового трения. Смешанное трение вызывается контактным взаимодействием стенок зазоров, заполненных жидкостью. Коэффициент этого трения зависит от величины зазора, убывая при его росте. Приняв, что изменение зазоров в парах скольжения со смешанным трением подобно зависимости зазора в системе распределения от рабочих параметров, получим выражение коэффициента смешанного трения, убывающего в зависимости от безразмерного комплекса $\frac{\mu\omega}{P_0}$. Уравнение момента потерь смешанного трения получено на основе геометрического подобия гидромашин при выражении всех контактных сил с помощью соответствующих эквивалентных давлений.

Момент потерь вязкостного трения записан на основании закона Ньютона с учетом влияния параметра регулирования гидромашин на скорость движения поршней в цилиндрах и башмаков по наклонному диску.

Момент дисковых потерь, выражающий сопротивление вращению ротора в корпусе гидромашин, заполненном жидкостью, определен с учетом геометрического подобия на базе математического описания сопротивления тел, вращающихся в вязкой жидкости. Изменение параметра регулирования гидромашин влияет на форму ротора и скорости поршней с башмаками, что приводит к изменению величины момента дискового трения.

Из полученной математической модели следует, что КПД ряда исследуемых АПГ является функцией безразмерных комплексов $\frac{P_0}{K}$, $\frac{P_0}{\mu\omega}$, $\varphi \frac{\omega^2}{P_0} V_0^{2/3}$, P_1^* , $\frac{\mu\omega}{P_0}$ — определяемых рабочими параметрами, а также параметра ϵ регулирования гидромашин (здесь K — модуль объемной упругости жидкости, V_0 — рабочий объем гидромашин, $P_1^* = \frac{P_1}{P_0}$).

В пятой главе – "Экспериментальное исследование энергетических характеристик" – изложены методика и результаты экспериментального исследования энергетических характеристик АПГ.

Основными задачами экспериментальных исследований являлись:

1. Измерение отдельных составляющих потерь энергии и КПД АПГ в широком диапазоне рабочих параметров.

2. Получение численных значений ряда коэффициентов потерь в математической модели.

3. Сравнение точности описания математической моделью экспериментальных энергетических характеристик АПГ.

Испытуемые гидромашины подвергались конструктивной доработке с целью исключения влияния гидросилителя изменения угла наклона люльки на исследуемые параметры гидромашин. Привод и нагрузка гидромашин осуществлялась балансирными динамометрами постоянного тока типа "SAK" производства ГДР. Испытуемые насос и гидромотор объединялись в гидropередачу с замкнутой циркуляцией жидкости. Автономный вспомогательный насос совместно с переливным клапаном осуществлял прокачку жидкости через фильтр, полости корпусов гидромашин и теплообменник в бак. Специальный гидроразпределитель обеспечивал отключение прокачки полости корпуса испытуемой гидромашин в момент замера утечек. С помощью объемного расходомера замерялся расход жидкости в линии низкого давления. Угол наклона диска измерялся механическим датчиком, непосредственно связанным с люлькой гидромашин. При испытаниях также замерялись: момент, давления на входе и выходе гидромашин, утечки и температура жидкости в линии низкого давления. Среднее квадратичное отклонение замера КПД не превышало 2%. Испытаниям подвергались насосы и гидромоторы с рабочим объемом $V_h = (33,3 \cdot 10^{-6} \dots 333,7 \cdot 10^{-6}) \text{ м}^3$ при: параметре регулирования $e = 0,3 \dots 1$; давлении $p = 5 \dots 40 \text{ МПа}$; скорости на диаметре разности цилиндров $U = 3 \dots 17 \text{ м/с}$ и вязкости рабочей жидкости $\mu = (6 \cdot 10^{-3} \dots 4 \cdot 10^{-2}) \text{ Па} \cdot \text{с}$. План испытаний предусматривал рандомизацию по давлению и угловой скорости для уменьшения влияния неустойчивости температуры на результаты измерений.

Обработка опытных данных по специальной методике позволила получить численные значения коэффициентов потерь и показателей степени математической модели энергетических характеристик. Экспериментальные значения показателей степени и коэффициентов потерь математической модели близки к полученным аналитически.

Сравнение экспериментальных значений относительных потерь с рассчитанными по математической модели В.Шнеггера в зависимости от предлагаемых этим автором двух критериев подобия приводит к расхождению, достигающему 15-70% для гидромеханических и 20-300% для объемных потерь.

Отклонения экспериментальных и расчетных по полученной в настоящей работе математической модели относительных потерь, в зависимости от пяти критериев подобия и параметра регулирования, не превышает $\pm 5\%$ при изменении рабочего объема гидромашин в десять раз, что подтверждает справедливость принятых допущений при разработке математической модели.

В приложении — содержатся программы расчета на ЭВМ движения блока цилиндров и характеристик системы распределения, составленные на алгоритмическом языке Фортран-4, а также акты внедрения результатов исследований.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ

1. Постоянная тенденция повышения давления и частоты вращения аксиально-поршневых гидромашин (АПГ), а также необходимость оптимизации характеристик гидроприводов на их базе, требуют разработки новой математической модели энергетических характеристик АПГ.

2. Установлено, что энергетические характеристики исследуемых АПГ определяются следующими критериями подобия: $\frac{P}{\rho \omega^2 V_0^{2/3}}$, $\frac{\mu \omega}{P_0}$ и параметром регулирования ϵ . Полученная математическая модель описывает экспериментальные значения относительных потерь с точностью $\pm 5\%$ в широком диапазоне рабочих параметров ряда АПГ, отличающихся по рабочему объему в 10 раз.

3. Исследование условий течения в смазочном слое системы распределения позволило установить:

- основными составляющими отжимающей силы в системе распределения являются силы, вызванные радиальным градиентом давления, клиновидностью зазора в окружном направлении и скоростью колебательного движения блока цилиндров относительно распределителя;
- изменение температуры жидкости в системе распределения при адиабатическом режиме течения определяется как фрикционным течением в окружном направлении, так и течением за счет радиального градиента давления.

4. Разработанные методы расчета адиабатического течения в системе распределения дали возможность определить аналитические выражения утечек, силы отжима, момента и силы трения в зависимости от размеров и рабочих параметров гидромашин, а также установить, что неизотермичность течения приводит к значительному (до 250%) увеличению утечек и уменьшению (до 40%) силы отжима на уплотняющих поясах.

5. С помощью разработанных методов расчета на ЭИМ пространственного движения блока цилиндров установлены зависимости зазора в системе распределения от рабочих параметров гидромашин и углов ПСД.

6. Разработанная методика расчета позволила получить выражения компрессионных потерь энергии гидромашин при произвольной индикаторной диаграмме.

7. Практическая полезность разработанных методов расчета подтверждается внедрением в ПО "Гомсельмаш", ПО "Завод им. Ухтомского", ЛПО "Парголовский завод" и КТИСМ с суммарным экономическим эффектом 463,5 тыс. р.

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Куранов В. Г. Объемные потери ряда аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском. - Реф. сб. / ВНИИКОМЖ. Машины и оборудование для животноводства и кормопроизводства, 1980, вып. I, с. 3-10.

2. Куранов В. Г. Гидромеханические потери гидромашин типа "Зауэр". - Реф. сб. / ВНИИКОМЖ. Машины и оборудование для животноводства и кормопроизводства, 1980, вып. 3, с. 13-17.

3. Куранов В. Г. Влияние сжимаемости жидкости на потери энергии в аксиально-поршневых насосах. - Тракторы и сельхозмашины, 1981, № 3, с. 18-19.

4. Куранов В. Г. Баланс энергии аксиально-поршневых гидромашин. - Труды ВНИИКОМЖ, М., 1983, с. 121-135.

5. Куранов В. Г. Энергетические характеристики аксиально-поршневых гидромашин. - Развитие и совершенствование приводов с/х-техники. Материалы Всесоюзной научно-технической конференции. М., 1982, с. 53-54.

6. Борисов Б. П., Куранов В. Г. Расчет характеристик системы распределения аксиально-поршневых гидромашин. - Известия ВУЗов. Машиностроение, 1985, № 9, с. 54-58.

7. А. С. 1035275 (СССР) от 15.01.81 г. Аксиально-поршневая гидромашин (ВНИИ комплексных проблем машиностроения для животноводства и кормопроизводства; авт. изобрет. В. Г. Куранов).