1313910

НА ДОМ НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
СССР
Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им.Н.Э.Баумана

На правах рукописи

БОДРАШОВА ГАЛИНА ФЕДОРОВНА

КОНСТРУКТИВНЫЕ И ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ОСОБЕННОСТИ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН С ШАТУННЫМ ВЕДЕНИЕМ БЛОКА

(05.04.03 – Гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники)

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1977

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ
С С С Р
М о с к о в с к о е
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище им.Н.Э.Баумана

На правах рукописи

БОДРАШОВА ГАЛИНА ФЕДОРОВНА

КОНСТРУКТИВНЫЕ И ФУНКЦИОНАЛЬНЫЕ ОСОБЕННОСТИ АКСИАЛЬНО-ПОРШНЕВЫХ ГИДРОМАШИН С ШАТУННЫМ ВЕДЕНИЕМ БЛОКА

(05.04.03 - Гидравлические машины, машины и аппараты холодильной и криогенной техники)

М315910
НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана
1315910
Бодрашова Г.Ф. Конструктив

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

М о с к в а 1977

Работа выполнена в МВТУ им.Н.Э.Баумана.

Научный руководитель - заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор В.Н.ПРОКОФЬЕВ.

Официальные оппоненты:

д.т.н.,профессор НЕКРАСОВ Б.Б.

и к.т.н., доцент КАШТАНОВ Л.Н.

Ведущее предприятие - Государственный союзный тракторный научно-исследовательский ин-т (НАТИ)

Защита состоится "20" июня 1977 года на заседании специализированного Ученого Совета МВТУ им.Н.Э.Баумана.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МВТУ имени Н.Э.Баумана.

Отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения, просьба направлять по адресу: 107005,Москва, 2-я Бауманская ул.д.5.

Автореферат разослан "19" мая 1977 года

УЧЕНЫЙ СЕКРЕТАРЬ
СПЕЦИАЛИЗИРОВАННОГО СОВЕТА КОЗЛОВ В.Н.

Л 79832 Подп.к печати 7.У.77 г. Объем 1 п.л.

Зак.№ 898 Тип.МВТУ Тираж 100

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

МВТУ им. Н. Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

Объектом исследования диссертационной работы является шатунная аксиально-поршневая гидромашина, в которой поршни, расположенные по окружности в блоке параллельно его оси, совершают возвратно-поступательное движение при наклоне оси блока относительно оси приводного вала, а синхронизация вращения приводной группы и блока цилиндров происходит благодаря специально выполненным коническим поверхностям контакта в парах шатун-поршень.

Актуальность работы определяется широким применением аксиально-поршневых гидромашин с шатунным ведением блока в различных отраслях народного хозяйства. Для развития и совершенствования этих конструкций необходимо знание рабочего процесса, а, следовательно, такой важной его части как кинематика движения основных звеньев механизма, положенного в их основу.

Цель работы. Разработка в большом диапазоне изменения рабочего объема гидромашины рекомендаций по выбору характерных размеров вала, блока, поршней, шатунов, распределителя для конструирования гидромашин с улучшенными рабочими параметрами (малое отставание и неравномерность вращения блока, уменьшенная нагрузка на пару шатун-поршень при передаче вращения с приводного вала на блок).

Методы исследования. В работе использованы аналитические методы исследования с составлением математической модели для кинематики движения звеньев, и выполнены расчеты с применением ЭВМ. Проверка результатов проведена на реальных машинах, выпускаемых Московским машиностроительным заводом им.Калинина.

Научная новизна. Впервые разносторонне исследована кинематика движения звеньев одной из важных разновидностей поршневых роторных гидромашин с пространственной кинематикой, сведения по расчету которой не приводились ни в отечественной, ни в зарубежной литературе.

Практическая ценность. Рекомендации, данные в работе, позволяют совершенствовать конструкции аксиально-поршневых гидромашин с шатунным ведением блока. Алгоритм предлагаемого расчета был применен на Московском машиностроительном заводе им.Калинина при освоении новой серии отечественных машин и внедрен при проектировании опытного образца 310.20. Ориентировочная экономическая эффективность от внедрения этого изделия взамен серийного составит 140 тыс.руб.в год.

Апробация работы. Результаты работы были обсуждены и одобрены на научно-техническом совете Московского машиностроительного завода им.Калинина; на научных семинарах кафедры К-6 МВТУ им.Н.Э.Баумана в марте 1969 г. и декабре 1975 г.; на семинарах по теории машин и механизмов (секция гидропривода) в государственном научно-исследовательском институте машиноведения в декабре 1965 г., в ноябре 1969 г. и в декабре 1975 г.

Публикации. По материалам работы опубликовано 6 статей.

Объем работы. Диссертация состоит из 5 глав общим объемом 168 стр. машинописного текста и содержит 53 рис., 7 табл., библ.55 наим.

Объектом исследования данной работы является аксиально-поршневая гидромашина с шатунным ведением блока, одна из первых конструкций которой появилась в 50-х годах в ФРГ под названием схемы Тома. В настоящее время гидромашины этого типа имеют различное конструктивное исполнение, давление $P_{ном.}$=20МПа (P_{max} = 40МПа), выпускаются широкой серией типоразмеров от d_n=12 мм до d_n=80 мм (в специальном исполнении до d_n=125мм) и являются самыми мощными среди современных аксиально-поршневых гидромашины. Изменение производительности в них достигается как поворотом люльки, в которую заключен блок, так и поворотом непосредственно блока вместе с распределителем, нерабочая поверхность которого опирается на специально выполненные опоры в корпусе, через которые подводится жидкость (конструкции "Тримот"). Аксиально-поршневые гидромашины с шатунным ведением блока выпускаются в ФРГ, Швейцарии, Англии, ряде социалистических стран, а с 1968 года производятся в СССР.

В первой главе дан обзор литературы по теме диссертации и сформулированы цели и задачи работы. После появления гидромашин с шатунным ведением блока в технической литературе долгое время отсутствовали сведения по их кинематическому расчету, и первые публикации, отечественные и зарубежные, носили в основном каталожный характер (Г.Тома, О.Лангош, Х.Хойман, В.Н.Прокофьев, Р.М.Пасынков). Описания этих конструкций вошли в книги В.Эрнста, В.Дитера, Н.С.Гамынина, С.Н.Рождественского, Т.М.Башты и др., но первой работой, содержащей кинематический расчет, является статья Городецкого К.И. Автором была найдена аналитическая зависимость отставания блока образующего механизма, (т.е. механизма,

имеющего один поршень), от приводного вала в функции угла поворота последнего и геометрических параметров механизма, и предложен графический способ для получения отставания многопоршневой гидромашины.

Основы общего анализа кинематики аксиально-поршневых гидромашин с шатунным ведением блока были заложены в работах Прокофьева В.Н. и Синева А.В. С использованием методов векторной алгебры были получены аналитические зависимости для определения углового отставания и неравномерности вращения блока образующего механизма, начаты исследования относительного движения шатуна в поршне, рассмотрены возможности существования реверсивной нерегулируемой гидромашины; получено точное, но довольно сложное выражение для смещения поршня относительно блока с учетом не только конечной длины шатуна, но и его углового отставания от ведущей поршневой группы.

Таким образом, работы по кинематике рассматриваемых гидромашин ограничились в основном изучением образующего механизма, что является необходимым этапом исследования этих машин, но недостаточным для анализа движения звеньев гидромашин, имеющих несколько поршней, и выбора ряда характерных размеров поршневой группы..

В результате анализа и систематизации литературы был намечен круг вопросов для исследования.

I. Получение аналитических зависимостей, позволяющих определять угловое отставание (люфт) и неравномерность вращения блока, имеющего несколько поршней, в функции безразмерных геометрических параметров.

2. Анализ относительного движения шатунов в поршнях в функции тех же параметров для нахождения зон контакта шатуна с внутренней поверхностью поршня при передаче вращения с приводного вала на блок, с целью рассмотрения силового взаимодействия в парах шатун-поршень при ведении блока.

3. Изучение нового качественного явления - влияния функционально необходимого для данных аксиально-поршневых машин углового отставания блока от приводного вала на характер изменения и величины смещения, скорости и ускорения поршня.

4. Обоснование выбора характерного размера - угла конуса пары шатун-поршень.

5. Разработка рекомендация для определения ряда размеров основных деталей гидромашины с учетом особенностей шатунной схемы ведения блока и рассмотрение, на основе проведенного анализа, некоторых вопросов проектирования конкретных образцов, включая возникшие при освоении на Московском машиностроительном заводе им.Калинина лицензии фирмы "К.Раух".

Во <u>второй главе</u> рассмотрена кинематика аксиально-поршневых гидромашин с шатунным ведением блока. В основу этих гидромашин положен пятизвенный механизм, кинематическая схема которого показана на рис.I, где I - приводной вал, 2- блок, 3 - шатун, 4 - поршень. Во фланце приводного вала на диаметре D размещается большая головка шатуна, длина которого $\ell_ш$, поршень с внутренним конусом $\alpha_к$ расположен в блока на диаметре D', и при повороте приводного вала на угол φ, когда ось шатуна наклоняется в пространстве на угол $\alpha_ш = \alpha_к$, цилиндрический шатун, контактируя с внутренней поверхностью поршня, передает с некоторым угловым отставанием ψ_1 вращение на блок цилиндров, угол поворота которого $\theta = \varphi - \psi_1$. При наклоне оси блока на угол $\gamma_{наиб} \geqslant \gamma \geqslant 0$ поршень совершает возвратно поступальное движение относительно блока параллельно его оси. В аксиально-поршневых гидромашинах число таких механизмов z (обычно 5, 7, 9); поршни размещаются равномерно по окружности блока, и шатуны в определенной последовательности участвуют в ведении блока, угловое отставание которого имеет теперь другое значение.

Аналитические зависимости, описывающие кинематику образующего механизма, являются функциями величин $D, D', \ell_ш, \alpha_к, \gamma, \varphi$ и достаточно громоздки, что затрудняет их исследование в широком диапазоне изменения входящих в них величин. При переходе к механизму, имеющему z поршней, эти трудности усугубляются, а в некоторых задачах чисто аналитическое решение невозможно, поэтому при исследовании был применён метод моделирования на ЭЦВМ, и составлена математическая модель кинематики, содержащая определенную методологию решения совокупности уравнений, описывающих угловое отставание и неравномерность вращения блока, имеющего несколько поршней, и относительное движение шатунов внутри поршней. При разработке модели были приняты допущения: приводной вал вращается равномерно, механизм замыкается на трение, т.е. в любой момент один из шатунов контактирует с внутренней поверхно-

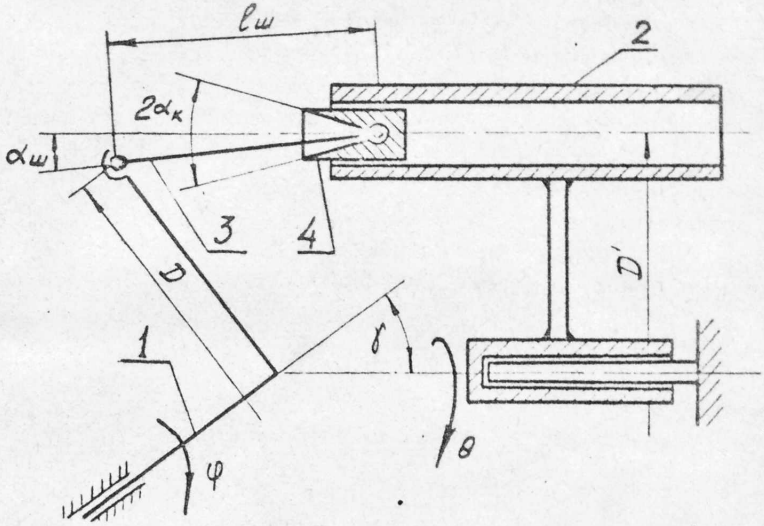

l_w
2
$2\alpha_к$
α_w
3
4
D
D'
1
γ
θ
φ

Рис. 1

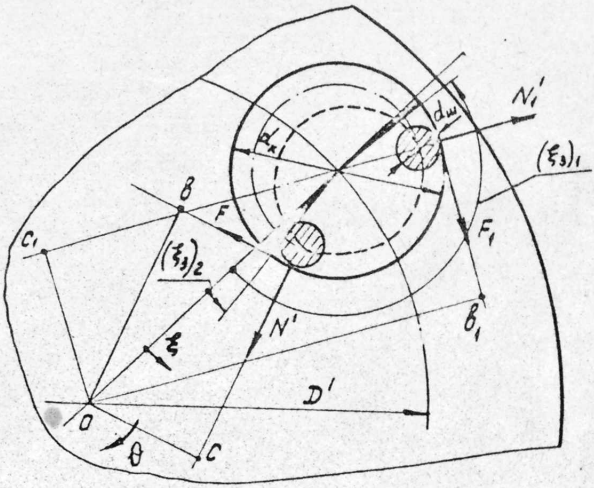

N_1'
d_w
$(\xi_3)_1$
$F_к$
B
F
F_1
C_1
$(\xi_3)_2$
B_1
N'
ξ
D'
O
θ
C

Рис. 2

стью своего поршня.

Для уменьшения числа переменных введены безразмерные геометрические параметры - шатунный параметр $P = \frac{D}{2\ell_ш K_D}$ и дезаксиал $K_D = \frac{D}{D'}$, где последний определяется у рассматриваемых машин не только из условия обращения дополнительного хода поршня в нуль, но и исходя из геометрической совместимости звеньев механизма в диапазоне наклона оси блока $\gamma_{наиб} \geq \gamma \geq 0$ по формуле $K_D = \frac{2}{1+\cos\gamma_{наиб}} > 1$. Кроме того, в результате проведения предварительных расчетов и их анализа была выявлена целесообразность введения специального конусного параметра

$$\bar{\alpha} = \frac{\sin\alpha_к}{\sin\alpha_{к\,наим}} > 1 \qquad (1),$$

где $\alpha_{к\,наим}$ - наименьшее допустимое значение угла конуса пары шатун-поршень, полученное из условия геометрической совместимости звеньев в диапазоне $\gamma_{наиб} \geq \gamma \geq 0$, и

$$\sin\alpha_{к\,наим} = P(K_D - 1). \qquad (2)$$

Случай $\bar{\alpha} = 1$ представляет интерес только как предельная возможность кинематической схемы, но не может быть реализован.

Введение этих параметров существенно понизило число переменных и позволило распространить результаты исследования на целые серии геометрически подобных образцов. Расчеты проводились при различных комбинациях величин параметров, имеющих практическое значение для гидромашин данного типа: $1{,}1 \geq K_D \geq 1{,}0$; $\bar{\alpha} = 1; 1{,}0+1{,}5$; $z = 5, 6, 7, 8, 9$; $\gamma = 0+15^0; 0+20^0; 0+25^0; 0+30^0; 0+35^0$.

Для определения углового отставания блока была использована полученная В.Н.Прокофьевым и А.В.Синевым для образующего механизма зависимость $\psi_1 = f(D, D', \ell_ш, \alpha_к, \gamma, \varphi)$, которая после подстановки приняла вид $\psi_1 = f(K_D, \bar{\alpha}, \gamma, \varphi)$. Способ перехода от нее к угловому отставанию ψ блока, имеющего несколько поршней, основан на предложениях, данных в работе этих авторов и К.И.Горбецкого.

Анализ полученных данных показал, что наибольшее влияние на отставание имеет величина $\bar{\alpha}$. При $\begin{cases}\bar{\alpha}=1\\ \gamma=\gamma_{наиб}\end{cases}$ и $K_D = \frac{2}{1+\cos\gamma_{наиб}}$ оно согласно кинематической схеме для $z \geq 1$ обращается в нуль. Изменение одного из составляющих этого условия приводит к появлению отставания тем большего, чем больше $\bar{\alpha}$ и $\gamma_{наиб}$ (K_D). Для

$z \geq 5$ с точностью до 5% – 15% его можно считать постоянным в течение оборота приводного вала. В диапазоне $\gamma_{наиб} \geq \gamma \geq 0$ наименьшее угловое отставание блока имеет место при $\gamma = \gamma_{наиб}$, а самое большое при $\gamma = 0$, и для этих предельных случаев были получены несложные формулы, позволяющие с точностью до 5%, в процессе проектирования, не прибегая к помощи ЭВМ, определить среднюю величину отставания блока, имеющего несколько поршней.

1. $\bar{\alpha} > 1$, $\gamma = \gamma_{наиб}$, $(\psi_{ср})_{наим} = (\bar{\alpha} - 1)(\kappa_D - 1)$, (3)

2. $\bar{\alpha} > 1$, $\gamma = 0$, $(\psi_{ср})_{наиб} = \frac{2(\kappa_D - 1)}{\kappa_D + 1}\sqrt{\bar{\alpha}^2 - 1}$. (4)

Установлено, что шатуны поочередно в определенной последовательности участвуют в ведении блока. Каждый из них при нечетном z ведет блок дважды за оборот – один раз в зоне нагнетания, другой – в зоне всасывания в диапазоне углов $\varphi_0 - \tau \leq \varphi \leq \varphi_0 + \tau$ и $(\varphi_0 + 180) - \tau \leq \varphi \leq (\varphi_0 + 180^0) + \tau$, где $\tau = \frac{\pi}{2z}$, а середина зоны ведется задается углом φ_0, при котором функция $\psi_1 = f(\kappa_D, \bar{\alpha}, \gamma, \varphi)$ имеет минимальное значение, и математическое моделирование показало, что зависимость $\varphi_0 = f(\bar{\alpha}, \varrho)$, где $\varrho = \frac{\gamma}{\gamma_{наиб}} = 0 \div 1{,}0$, практически одинакова для всех диапазонов регулирования от $\gamma = 0 \div 15^0$ до $\gamma = 0 \div 35^0$.

Неравномерность вращения блока, частота колебания которого за один оборот вала – $2z$ при нечётном и z при четном числе поршней, оценивается коэффициентом $\Omega = \frac{\Omega_{наиб} - \Omega_{наим}}{\Omega_{ср}}$, где $\Omega = \frac{d\theta}{dt} = \omega \cdot (1 - \frac{d\psi}{d\varphi})$, $\alpha \frac{d\psi}{d\varphi}$ определяется по функции $\psi_1 = f(\kappa_D, \bar{\alpha}, \gamma, \varphi)$ в интервале $(\varphi_0 + \tau) \geq \varphi \geq (\varphi_0 - \tau)$. Величина ее существенно возрастает с увеличением $\gamma_{наиб}$, а в диапазоне $\gamma_{наиб} \geq \gamma \geq 0$ имеет максимальное значение при $\gamma \approx (0{,}7 \div 0{,}8) \cdot \gamma_{наиб}$. Увеличение $\bar{\alpha}$ приводит к уменьшению максимума, но при этом неравномерность вращения блока при $\gamma = \gamma_{наиб}$ несколько возрастает.

Исследование относительного движения шатуна в поршне необходимо для нахождения зон контакта шатуна с внутренней поверхностью последнего при передаче вращения с приводного вала на блок. Положение шатуна внутри поршня непосредственно связано с угловым отставанием блока цилиндров, и вычисление его должно предшествовать рассмотрению относительного движения шатуна в поршне. Нахождение аналитических зависимостей проводилось в два

этапа: сначала для образующего механизма, потом для механизма, имеющего z поршней.

Для начального и текущего положения механизма были записаны соответствующие векторные цепочки, и с учетом полученной ранее зависимости отставания блока и формулы конечного поворота твердого тела относительно оси вращения, данной в работе Дименберга Ф.М., после ряда алгебраических преобразований получено:

$$\begin{cases} \cos\xi = \dfrac{1-K_D(\cos\gamma\cdot\cos\varphi\cdot\cos\beta+\sin\varphi\cdot\sin\beta)}{\sin\alpha_ш}, \\ \rho = \sin\alpha_ш = P\sqrt{C_1+C_2\cos(2\varphi-\beta)}, \\ C_1=\left(1-K_D\cos\gamma\right)^2-\dfrac{K_D}{2}\left(1-\cos\gamma\right)\left[2-K_D\left(1+\cos\gamma\right)\right], \\ C_2=K_D\left(1-\cos\gamma\right)\sqrt{\psi^2+\left[1-\dfrac{K_D}{2}\left(1+\cos\gamma\right)\right]^2}, \\ tg\beta=\dfrac{\psi}{1-\dfrac{K_D}{2}\left(1+\cos\gamma\right)} \quad и\ 180^\circ\geq\beta\geq 90^\circ\ для\ 0\leq\gamma\leq\gamma_{наиб} \end{cases} \tag{5}$$

где ρ - радиус-вектор, а ξ - полярный угол годографа относительно движения шатуна в поршне, который для каждого из них представляет замкнутую кривую, повторяющуюся за один оборот приводного вала при z нечетном 2 раза (штриховая линия на рис.2) и прилегающую в зоне ведения шатуном блока к окружности $\sin\alpha_к = \tilde{\alpha}\cdot P(K_D-I)$ (штрих-пунктирная линия на рис.2). Самый большой годограф и дуга контакта шатуна с поршнем - на угле $\gamma=\gamma_{наиб}$, а при уменьшении последнего до $\gamma=0$ он постепенно стягивается в точку.

При выводе зависимостей, определяющих смещение, скорость и ускорение поршня при шатунном ведении блока, на основании проведенного расчета угловое отставание блока в течение оборота вала было принято постоянным. Искажение гармонического закона движения поршня происходит, если $\ell_ш\cos\alpha_ш \neq const$ В машинах с шатунным ведением блока это имеет место как из-за влияния конечной длины шатуна, так и вследствие углового отставания блока от вала. Используя (5) и приняв $\cos\alpha_ш = I - \frac{I}{2}\sin^2\alpha_ш$ (т.к. $\alpha_ш < 3^\circ$), получили формулы для определения хода поршня, скорости и ускорения

$$h \cong \frac{D}{2}\left\{\sin\gamma(1-\cos\varphi)-\frac{1}{2}C_3\left[\cos 2\left(\varphi-\frac{\beta}{2}\right)-\cos\beta\right]\right\}, \quad (6)$$

$$v = \frac{D}{2}\omega\left\{\sin\gamma\cdot\sin\varphi+C_3\sin 2\left(\varphi-\frac{\beta}{2}\right)\right\}, \quad (7)$$

$$a = \frac{D}{2}\omega^2\left\{\sin\gamma\cdot\cos\varphi+2C_3\cos 2\left(\varphi-\frac{\beta}{2}\right)\right\}, \quad (8)$$

где

$$C_3 = p(1-\cos\gamma)\sqrt{\psi^2+\left[1-\frac{K_D}{2}(1+\cos\gamma)\right]^2}.$$

Отношение амплитуды второй гармоники к амплитуде основной – $\frac{C_3}{\sin\gamma} < 1{,}2\%$ для $\bar{\alpha} = 1{,}0 \div 1{,}5$ и $\gamma_{наиб} \leq 35^0$, а смещение мертвых точек относительно положений $\varphi = 0^0$ и $\varphi = 180^0$ на величины φ_1 и φ_2 –

$$\varphi_{1,2} = \frac{p(1-\cos\gamma)}{\sin\gamma \pm 2p(1-\cos\gamma)\left[1-\frac{K_D}{2}(1+\cos\gamma)\right]}\psi \cong p\cdot tg\frac{\gamma}{2}\cdot\psi. \quad (9)$$

Так как для существующих гидромашин $p\cdot tg\frac{\gamma}{2} < 0{,}2$, а отставание блока $\psi < 2^0$, положение мертвых точек поршня по углу поворота приводного вала можно считать практически $\varphi = 0$, $\varphi = 180^0$. Целесообразность учета величины отставания всего блока при расчете процесса смены давления на перемычке распределителя решается в конкретном случае проектирования.

Третья глава посвящена особенностям силовых взаимодействий в аксиально-поршневых гидромашинах с шатунным ведением блока. В зависимости от способа передачи крутящего момента аксиально-поршневые гидромашины можно разбить на две группы: машины с крутящим моментом на блоке (аксиально-плунжерные насосы типа "Лукас", "Денисон", "Зауер" и др.; конструкции фирмы "Сандстренд" с шатунным приводом наклонной шайбы) и гидромашины с крутящим моментом на наклонном диске – аксиально-поршневые гидромашины с силовым карданом, машины с несиловым карданом и рассматриваемые здесь гидромашины с шатунным ведением блока. В последних осевое усилие от давления с поршней передается через шатуны, работающие на сжатие, сразу на приводной вал, и составляющие его создают крутящий момент, не нагружая блок и поршень, а для преодоления сил трения и инерционных нагрузок как в регулируемых, так и в нерегулируемых гидромашинах между поршнем и

шатуном введена дополнительная кинематическая пара. Хотя передаваемые ею нагрузки не превышают 5÷10% от общего крутящего момента, этот узел является одним из самых ответственных в гидромашинах с ломаной осью (аналогично нагружен двойной несиловой кардан).

В работе исследована особенность передачи вращения на блок на первом этапе в паре шатун-поршень, и предполагалась пропорциональность величин сил трения F нормальной нагрузке N, проекция которой $N' = N \cos\alpha_к$ на плоскость, перпендикулярную оси блока, показана на рис.2. Из условия обращения в нуль результирующего момента от действия на блок сил ведения N' и трения F находим углы контакта шатуна с поршнем, при которых наступит заклинивание механизма $(\xi_3)_{1,2} = f(D', d_{к\,ср}, f)$, где $(d_к)_{ср}$ – средний диаметр конической поверхности, f – коэффициент трения (примерное расположение этих зон показано затемненными участками на рис.2):

Из-за существования углов заклинивания механизм может работать лишь в области изменения угла $(\xi_3)_1 > \xi > (\xi_3)_2$ и, следовательно, должно быть $\xi_{max} < (\xi_3)_1$, $\xi_{min} > (\xi_3)_2$.

Проверка на заклинивание проводится после построения траектории относительного движения шатуна у механизма, имеющего Z поршней, но вполне достаточно упростить методику и провести исследование на примере образующего механизма, используя менее сложные зависимости, так как если последний будет работать вне зон заклинивания, то тем более, вне их окажется при работе механизм, составленный из Z таких механизмов. Возможность заклинивания легко устранить небольшим увеличением угла конуса пары шатун-поршень, т.к. траектория относительного движения шатуна в поршне чрезвычайно чувствительна к изменению этого размера. При исследовании заклинивания ставилась задача выявления качественных закономерностей. Данная схема может оказаться неточной в силу того, что вместо скольжения шатун будет катиться по конической поверхности поршня, и условия будут иными. Однако в любом случае заход его в указанные зоны недопустим из-за значительного увеличения нагрузок на механизм. Действительно, если момент, передаваемый парой шатун-поршень в течение оборота $M_{ш\text{-}п} = N' \cdot \frac{D'}{2} \sin\xi = const$, то величина нормальной силы в паре $N = \frac{2M_{ш\text{-}п}}{D'} \cdot \frac{1}{\cos\alpha_к} \cdot \frac{1}{\sin\xi} \cong \frac{2M_{ш\text{-}п}}{D'} \cdot K_N$, где $\cos\alpha_к \approx 1$

а $K_N = \frac{1}{\sin\xi}$ - коэффициент возрастания усилия (по Л.Н.Решетову), который определяется на основании кинематического расчета относительного движения шатуна внутри поршня. При $\bar{\alpha}=1$ $K_N \to \infty$ во всем диапазоне $\gamma_{наиб} \geq \gamma \geq 0$, а с увеличением $\bar{\alpha}$ существенно уменьшается. Наибольшая величина и диапазон изменения нормальной силы в паре шатун-поршень имеет место при $\frac{\gamma}{\gamma_{наиб}} = (0{,}75 \div 0{,}90)$ а для $\gamma = \gamma_{наиб}$ $K_N = 1{,}0 \div 1{,}1$.

В <u>четвертой главе</u> дан расчет конструктивных размеров деталей поршневой группы рассматриваемых машин, который на первом этапе аналогичен расчету шатунных аксиально-поршневых машин других типов. Задается рабочий объем q, выбирается z и γ наиб., по которому находится дезаксиал K_D. Затем определяются диаметр поршня $d_п$, D' и D. Длина поршня составляет $l_п \approx 2{,}8 \div 3{,}0 d_п$, а диаметр и длина шатуна определяются в основном по той же методике, что и для других шатунных аксиально-поршневых машин, но с учетом дополнительных поперечных нагрузок. По выбранным размерам D, $l_ш$, K_D находится шатунный параметр P, а затем величина конуса $\alpha_{к\ наим.}$, после чего окончательно, исходя из анализа допустимых величин отставания блока, неравномерности вращения и уменьшения усилий в паре, выбирается его величина $\alpha_к = \bar{\alpha} \cdot \alpha_{к наим}$. Наряду с парой цилиндрический шатун - внутренний конус в поршне возможно выполнение конуса на наружной поверхности шатуна при внутренней цилиндрической поверхности поршня, что пока не реализовано в отечественном гидромашиностроении. Кинематический расчет в обоих случаях одинаков, а рекомендации по проектированию этих пар, данные в работе, обеспечивают выполнение $\alpha_ш \geq \alpha_к$, чтобы исключить возможность $\alpha_ш < \alpha_{к наим}$.

В машинах с шатунным ведением блока особенно нежелательно наличие на блоке опрокидывающего момента, который может привести к перекосу блока, вследствие чего уменьшается необходимая свобода движения шатуна в поршне. В то же время существует общая для аксиально-поршневых машин тенденция уменьшать диаметр размещения окон распределителя по сравнению с диаметром разноски цилиндров в блоке с целью уменьшения окружных скоростей, что может привести к увеличению плеча между равнодействующими сил отжима и прижима и появлению такого момента. В этой связи наличие сферического распределителя не только дает возможность необходимой самоустановки, но и изменяет направление действия сил отжи-

ма. Из условия пересечения в одной точке линий действия трех основных сил, действующих на блок: силы прижима, силы отжима, реакции центральной опоры для распределителя с одинаковой шириной уплотняющих поясков была получена формула для определения радиуса его сферы.

$$R_{сф} \cong \left(\ell_{бл_0} - \ell_{оп}\right) \cdot \frac{1}{\frac{D'}{D_р} - 1}, \qquad (10)$$

где $\ell_{бл_0}$ – длина блока без сферического участка; $\ell_{оп}$ – расстояние от торца блока, обращенного к валу до его центральной опоры; $D_р$ – диаметр оси окна распределителя.

Для определения влияния допусков размеров $D, D', \ell_ш, \alpha_к$ на величину отставания блока были взяты по ним частные производные от (3) и (4). Полученные выражения могут быть использованы при поверочных расчетах существующих образцов и для назначения допусков на $D, D', \ell_ш, \alpha_к$ по задаваемой величине $\Delta\psi$.

В пятой главе рассмотрены некоторые вопросы проектирования и исследования конкретных образцов. К моменту покупки лицензии фирмы К.Раух на аксиально-поршневые машины с шатунным ведением блока основные работы по их кинематическому расчету были выполнены, и результаты использовались при организации производства отечественных машин такого типа на Московском машиностроительном заводе им.Калинина, а после покупки лицензии там же, в процессе ее освоения. Гидромашины № 207 и 210 (отечественные индексы регулируемых и нерегулируемых гидромашин К.Раух) имеют γ наиб.$=25^0$, $P_{ном}=16$МП, $P_{max}=25$МП, $Q=13{,}6 \div 668$ л/мин и одинаковые параметры $K_D=1{,}05$; $P=0{,}5$; $\bar{\alpha}=1{,}05$ и $\alpha_к = 1^0 30'$. Угловое отставание блока согласно расчету с учетом допусков меняется у всего ряда от $\psi_{ср} = 12^{\circ} \pm 9'$ до $1^0 05^{\circ} \pm 9'$ при изменении угла наклона люльки от $\gamma = 25^0$ до $\gamma = 0^0$. Экспериментальное измерение $\psi_{ср} = f(\gamma)$, проведенное в лаборатории кафедры "Гидравлики и гидропневмоавтоматики" МВТУ им.Н.Э.Баумана на 3-х образцах серийных машин № 207, показало, что суммарный люфт вала (с учетом технологического) относительно неподвижного блока составил в среднем $\psi_{ср} = 25'$ при $\gamma = 25^0$ с увеличением до $\psi_{ср} = 1^0 00' \div 1^0 10'$ при $\gamma = 0^0$. Неравномерность вращения по расчету максимальна при $\gamma = 15^0 \div 20^0$ ($\sigma_\Omega \approx 5{,}3\%$), а при $\gamma = 0$ и $\gamma = 25^0$ равна $\sigma_\Omega = 0\%$ и $\sigma_\Omega = 0{,}6\%$ соответственно. На этих же углах коэффициент возрастания усилия достигает величины $K_N \approx 3{,}5$. Для уменьшения неравномерности враще-

ния блока и значений K_N, рекомендуется увеличить угол конуса, но до величин $\bar{\alpha} \leq 1{,}15 \div 1{,}20$, чтобы возросшее при этом угловое отставание блока было $\psi_{cp} \leq 16' \div 1^\circ 12'$ и $\psi_{cp} \leq 24' \div 1^\circ 30'$ соответственно. Положение мертвых точек поршня по углу поворота приводного вала можно считать без изменений $\varphi = 0$ и $\varphi = 180^\circ$. Поверочный расчет по (10) радиусов сфер распределителей для всего ряда машин № 207,210 показал, что отклонения от размеров не превышают 3%.

Результаты исследования, проведенного в работе, были положены в основу технического задания на изготовление на базе лицензионной машины 210,20 нерегулируемого насоса-гидромотора типа 310.20 с повышенным энергоресурсом (номинальное давление 20МПа, максимальное - 40МПа, γ наиб.$=30^\circ$). Опытный образец данного насоса изготовлен на заводе им.Калинина в 1976 г. и прошел предварительные испытания, в процессе которых неисправностей не обнаружено, все звенья механизма работали нормально, фактическая величина рабочего объема составила $q = 63{,}8$ см^3/об, что хорошо согласуется с кинематическим расчетом. Коэффициент подачи и полный к.п.д. опытного насоса и серийных образцов лицензионных машин в широком диапазоне чисел оборотов и давления имеют одинаковые значения.

Выводы

1. Для анализа кинематики аксиально-поршневых машин с шатунным ведением блока целесообразно использовать три безразмерные параметра, одинаковые для всего ряда геометрически подобных образцов: дезаксиал K_D, шатунный параметр P, конусный параметр $\bar{\alpha}$, что позволяет наряду с точными кинематическими зависимостями получить удобные для практического использования приближенные выражения.

2. Угловое отставание блока от приводного вала является функциональной необходимостью данного механизма, вытекающей из особенностей кинематической схемы; величина его зависит от параметров $\bar{\alpha}$, K_D, угла наклона оси блока γ, числа поршней z, угла поворота приводного вала φ и в ряде случаев его можно считать постоянным в течение оборота приводного вала.

3. Величина углового отставания блока существенно меньше абсолютной величины конуса пары шатун-поршень.

4. С увеличением значения $\gamma_{наиб}$ неравномерность вращения

блока, ведомого шатунами, возрастает во всем диапазоне $\gamma_{наиб} \geq \gamma \geq 0$, достигая максимальной величины внутри этого интервала. Увеличением $\bar{\alpha}$ можно добиться снижения максимума, но при этом возрастает значение неравномерности при $\gamma = \gamma_{наиб}$.

5. Для нахождения поперечной нагрузки на шатуне при ведении им блока надо учитывать коэффициент возрастания усилия, определяемых из анализа относительного движения шатуна в поршне, а для ее уменьшения следует по возможности увеличивать значение конусного параметра.

6. Основной размер пары шатун-поршень - величину конуса $\alpha_к$, задаваемую конусным параметром $\bar{\alpha}$, рекомендуется выбирать по совокупности условий: геометрической совместимости звеньев гидромашин в диапазоне $\gamma_{наиб} \geq \gamma \geq 0$, уменьшения на шатуне поперечной силы при ведении им блока, обеспечении для последнего наименьших значений отставания и неравномерности вращения.

7. Наличие углового отставания блока постоянной величины приводит к добавлению к гармоническим составляющим выражений хода, скорости и ускорения поршня еще одной составляющей с удвоенной частотой (помимо составляющей, обусловленной влиянием конечной длины шатуна, которая имеет место и при синхронном вращении приводного вала и блока).

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

I. Прокофьев В.Н., Бодрашова Г.Ф., Синев А.В. Некоторые вопросы кинематики бескарданных аксиально-поршневых гидромашин. Известия ВУЗов. "Машиностроение", 1965 г., № 4, стр.84-90.

2. Прокофьев В.Н., Синев А.В., Бодрашова Г.Ф. Силовые воздействия в образующем механизме аксиально-поршневых гидромашин бескарданного типа. "Механика машин", вып.9-10, "Наука", 1967 г., стр.105-112.

3. Прокофьев В.Н., Бодрашова Г.Ф., Синев А.В. Влияние геометрических форм звеньев механизма бескарданной аксиально-поршневой гидромашины на ее рабочий процесс. "Механика машин", вып. 13-14, "Наука", 1968 г., стр.122-133.

4. Бодрашова Г.Ф. Кинематика аксиально-поршневых шатунных машин бескарданного типа. Известия ВУЗов. "Машиностроение", 1971 г., № 4, стр.72-78.