

M261806

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

ДЕНИСЮК Анатолий Константинович

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ
ГИДРОПРИВОДОВ ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ ГИДРОИНТОВЫХ ПРЕСС-
МОЛОТОВ УСИЛИЕМ 16-100 Мн (1600-10000 тс)

(05.03.05-Технология и машины обработки давле-
нием).

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

Москва

1975.

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

Научный руководитель -

доктор технических наук, профессор Ю.А. Бочаров

Официальные оппоненты -

заслуженный деятель науки и техники РСФСР,

доктор технических наук, профессор В.Н. Прокофьев,

МВТУ им. Баумана,

кандидат технических наук, доцент Н.С. Добринский,

СТАНКИН, г. Москва.

Ведущее предприятие - Воронежский ордена Денина завод
тяжелых механических прессов.

Автореферат разослан " " _____ 1975 г.

Защита диссертации состоится " " _____ 1975 г.

на заседании Совета факультета "Автоматизация и механизация
производства" МВТУ им. Н.Э. Баумана по адресу: Москва, 107005,

2-я Бауман

Ваши

аверен-

ные печать

С дн

ВТУ

им. Н.Э. Ба

Учен

док

нов

Зак. 456

Москва

442

1975г

M 261806

ВВЕДЕНИЕ

Решениями XXIV съезда КПСС предусматриваются высокие темпы развития машиностроения, как основы технического прогресса во всех отраслях народного хозяйства СССР.

Применение гидропривода значительно расширяет технологические возможности гидравлических кузнечно-штамповочных машин и обеспечивает создание мощных машин усилием свыше 10 Мн (1000 тс) с эффективной энергией до 3-5 Мдж (300-500 тм).

В настоящее время гидравлические машины выпускаются ЧЗПА им.Калинина, фирмами "Едяс" (Чехословакия), "Хазенклевер" (ФРГ), "Тримар" (Франция), другими зарубежными фирмами, готовятся выпускать на ВСТМП. Результаты анализа эксплуатации гидравлических машин серии "LVH" усилием 16 Мн (1600 тс) и 25 Мн (2500 тс) производства фирмы "Едяс", а также машин усилием 1,6 Мн (160 тс) и 10 Мн (1000 тс) производства ЧЗПА, работающих на предприятиях нашей страны, показали высокую их эффективность для точной объемной штамповки.

В связи с этим возникает актуальная задача по ускорению выпуска тяжелых гидравлических пресс-молотов усилием свыше 10 Мн отечественного производства с целью освоения методов точной объемной штамповки крупногабаритных деталей. Разработка и изготовление тяжелых ГВМ поручено Воронежскому ордена Ленина заводу тяжелых механических прессов.

Вопросами повышения эффективности, надежности и долговечности работы гидроприводов для ГВМ занимаются такие организации как ВНИИМАШ, ВНИИМЕТМАШ, МВТУ им.Баумана и др.

Основная цель данной работы состоит в разработке рационального типового гидропривода для тяжелых ГВМ усилием свыше 10 Мн и разработке методики их проектного расчета.

Задачами исследования являются: обоснование выбора типа гидропривода для тяжелых ГВМ, его основных элементов и определение их основных характеристик, определение мер и разработка методов снижения гидравлических потерь в гидросистемах, изучение влияния величины объема газа в аккумуляторе на энергетические параметры гидропривода и рабочих частей ГВМ, разработка элементов гидроприводов для тяжелых ГВМ, создание аналитического расчета гидроприводов для данных машин на основе теоретического и экспериментального исследований.

НТБ МВТУ им. Н.Э. Баумана



1261806

Денисюк А.К. Разработка и

M261806

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, АНАЛИЗ ПРИВОДОВ ГИДРОВИНТОВЫХ
ПРЕСС-МОЛОТОВ И МЕТОДОВ ИХ РАСЧЕТА

На основе анализа типовых схем гидроприводов отечественных и зарубежных образцов установлено, что наиболее рациональным и перспективным приводом для тяжелых гидровинтовых пресс-молотов является насосно-аккумуляторный привод, исполнительными механизмами которых могут служить гидроцилиндры и гидромоторы.

Из рассмотренных работ, посвященных гидроприводу КШМ, следует, что еще имеется мало сведений о свойствах рабочих жидкостей, особенно эмульсий, наиболее рациональных конструкций распределительных устройств. Для конструкций распределительных клапанов, применяемых в гидросистемах КШМ, имеется недостаточно сведений о гидравлических и кавитационных характеристиках клапанов. Объясняется это отсутствием нестандартизированных и наличием небольшого количества нормализованных конструкций, для которых возможно проведение систематических исследований. В существующей литературе за расчетную величину хода клапана рекомендуется принимать $h_{кл} = (0,25-0,3) D_y$, где D_y - условный диаметр клапана. Однако, в результате анализа экспериментальных данных, полученных Ю.Д. Морозовым, С.Н. Бельевым, С.М. Нехаем, выявлена возможность уменьшить расчетную величину хода клапана до $h_{кл} = 0,2 D_y$. Уменьшение относительного хода клапана всегда желательно, поскольку это приводит к уменьшению габаритных размеров и сокращению времени срабатывания клапана. Основным ограничением дальнейшего уменьшения хода клапана является интенсивное разрушение клапана в результате кавитационной эрозии.

Объем газа V_0 в аккумуляторе КШМ определяется из условия расширения по политропе при заданном снижении давления за цикл приблизительно на 10%. В этом случае

$$V_0 = \beta V_M \approx 12,7 V_M, \quad (1)$$

где V_M - маневровый объем жидкости в аккумуляторе (расходуемый за один цикл). Механический перенос методов расчета газового объема аккумуляторов прессов на кузнечные машины ударного действия приводит к завышению объема аккумулятора и габаритных размеров всего гидропривода.

Экспериментальные исследования показывают возможность значительного уменьшения объема газа в аккумуляторе при незначи-

тельном снижении величины кинетической энергии, накапливаемой рабочими частями к концу хода разгона. Уточнения расчета установочной мощности гидроприводов гидравлических прессов, изменение величины которой за время цикла проявляется слабо, не вызывалось необходимостью для машин малой мощности, однако для тяжелых прессов это приобретает актуальность.

Глубокому теоретическому и экспериментальному исследованию гидроприводов винтовых машин посвящены работы Ю.А.Бочарова, где дается анализ параметров движения подвижных масс и колебательных процессов в гидросистеме на основе механических моделей гидросистем и обоснование применения различных моделей для исследования рабочих процессов. Основные уравнения движения подвижных масс и колебательных процессов получены без учета изменения давления в аккумуляторе в результате совместного решения приближенных дифференциальных уравнений движения жидкости и рабочих частей машин с насосно-аккумуляторным приводом.

Г л а в а П.

РАЗРАБОТКА ГИДРОПРИВОДА И ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ ГИДРОВИНТОВЫХ ПРЕСС-МОЛОТОВ

Гидропривод тяжелых гидровинтовых машин, предназначенных для горячей объемной штамповки поковок, характеризуется рядом особенностей. Из рассмотрения особенностей работы гидроприводов тяжелых ГВПМ, в работе показано, что среди применяемых в настоящее время в нашей стране негорючих рабочих жидкостей, в наибольшей степени удовлетворяют требованиям, предъявляемым к рабочим жидкостям гидросистем тяжелых ГВПМ водные эмульсии прямого типа, а именно: водные эмульсии "ВН-117" на основе присадки ВНИИ НП-117.

Расчет электрической установочной мощности насосно-аккумуляторного привода обычно проводят не учитывая изменения давления в аккумуляторе. Это не существенно для гидроприводов прессов, когда давление в аккумуляторе за полный цикл изменяется менее, чем на 10%, но приобретает важное значение для приводов кузнечно-штамповочных машин ударного действия, в аккумуляторах которых допускается изменение давления до 30% и мощность приводов которых составляет несколько сотен киловатт, в диссертации проведено уточнение расчета установочной мощности гидроприводов для кузнечно-штамповочных машин ударного действия.

В общем случае мощность насоса и электродвигателя зависит от давления в аккумуляторе и подачи насоса

$$N = \frac{p(V) \cdot Q(p)}{\eta_n(p)}, \quad (2)$$

где $p(V)$ - давление в зависимости от объема газа в аккумуляторе, $Q(p)$ и $\eta_n(p)$ - подача и эффективный к.п.д. насоса в зависимости от давления в гидросистеме.

С учетом гидравлических потерь на участке "насос-аккумулятор" выражение для установочной мощности можно представить

$$N_y = \frac{p_c' \left\{ Q \left[1 + \frac{p_c'}{p_0} (1 - \eta_0) \right] \left(1 + \frac{p_c'}{2\alpha^*} \right) + (V_T + V_4) \frac{p_c}{2\alpha^* t_4} \right\}}{\eta_{гн}}, \quad (3)$$

где

$$p_c' \approx p_c + 0,81 \lambda_T \rho \frac{e_p}{d_T^5} Q^2,$$

$p_c = p_0 \beta \ln \frac{\beta+1}{\beta}$ - среднее индикаторное давление газа в аккумуляторе за полный цикл t_4 , p_0 - начальное давление газа,

$Q = V_u \cdot n$ - расчетная подача насоса (при атмосферном давлении и без учета сжатия жидкости),

V_u - объем жидкости, расходуемый исполнительными механизмами за полный цикл,

n - число ходов рабочего исполнительного механизма в единицу времени,

η_0 и $\eta_{гн}$ - объемный и гидромеханический к.п.д. насоса, $2\alpha^*$ и $2\alpha^*$ - средние приведенные модули объемной упругости жидкости и трубопроводов при p_c' и p_c ,

V_T и V_4 - объемы жидкости в трубопроводах от распределительного устройства до цилиндров, и в цилиндрах исполнительных механизмов,

λ_T , e_p и d_T - коэффициент трения, расчетная длина и диаметр трубопровода на участке "насос-аккумулятор",

ρ - плотность рабочей жидкости.

Теоретический анализ параметров движения рабочего звена исполнительного механизма гидропривода на основе "жесткой" модели гидросистемы с учетом переменного давления в аккумуляторе позволяет установить влияние газового объема аккумулятора на развиваемую машиной кинетическую энергию.

Движение рабочих частей описывается уравнением

$$a \frac{dV}{dt} + bV^2 = F_1(p) - c, \quad (4)$$

где V - скорость рабочих частей,

a, b и c - постоянные коэффициенты,

$F_1(p)$ - активная сила в функции давления в аккумуляторе.

Начальный объем газа в аккумуляторе определяется из выражения

$$V_0 = \frac{S_1}{\lambda}, \quad (5)$$

где S_1 - площадь рабочей полости цилиндра; а коэффициент λ определяется из выражения

$$\lambda = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4AD}}{2A} < 1, \quad (6)$$

где
$$A = \frac{n'(n'+1)}{2} \left[S_1 \left(\frac{a}{b} - s_1 \right) - \frac{a^2}{2b^2} \left(1 - e^{-\frac{2b}{a}s_1} \right) \right],$$

$$B = n' \left[S_1 - \frac{a}{2b} \left(1 - e^{-\frac{2b}{a}s_1} \right) \right],$$

$$D = \alpha \eta \left(1 - e^{-\frac{2b}{a}s_1} \right),$$

$$\eta = 1 - \frac{c}{z}, \quad z = p_0 \cdot S_1,$$

S_1 - перемещение рабочих частей, n' - показатель политропы,

$\alpha = \frac{L_1 - L_2}{L_1}$ - коэффициент снижения кинетической энергии при разгоне с уменьшенным объемом газа в аккумуляторе по сравнению с бесконечно большим,

L_1 и L_2 - кинетическая энергия при $V_0 = \infty$ и $V_0 \neq \infty$.

Численный анализ показывает возможность уменьшения объема газа в аккумуляторе до $V_0 \approx 12 V_p$ ($V_0 \approx 6-7 V_M$), что примерно в 2 раза меньше, чем для гидравлических прессов, где V_p - объем жидкости, расходуемый из аккумулятора на один ход (разгон рабочих частей).

Применяемые в настоящее время распределительные клапаны в основном "углового" типа, имеют весьма несовершенный проточный канал и, следовательно, большое сопротивление. В работе

показано, что создание рациональной формы проточного канала эквивалентной прямоосному диффузору с оптимальным углом раскрытия, позволило значительно уменьшить его сопротивление. Разработана конструкция клапана и показано, что критерием для определения допустимых скоростей течения жидкости в клапане может служить число кавитации, которое, в основном, зависит от конструкции проточного канала клапана.

На основе анализа работы существующих ГВПМ с насосно-аккумуляторным приводом, требований, предъявляемых к гидроприводам тяжелых винтовых машин и рассмотренных в диссертации мероприятий по совершенствованию гидропривода, МВТУ им. Баумана разработаны типовые конструкции унифицированных гидроприводов для тяжелых гидровинтовых пресс-молотов усилием 16-100 Мн.

Г л а в а Ш.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ И ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОПРИВОДОВ ТЯЖЕЛЫХ ГИДРОВИНТОВЫХ ПРЕСС-МОЛОТОВ

В диссертации проведен теоретический анализ параметров движения рабочих частей ГВПМ с учетом переменного давления в аккумуляторе. Это особенно важно (при расчете) для тяжелых ГВПМ, когда погрешности в расчетах параметров движения могут вызвать необоснованное увеличение металлоемкости и повлиять на надежность и долговечность работы машины. При аналитическом решении уравнения (4) на основе "жесткой" модели гидросистемы определены основные уравнения движения рабочих частей.

Перемещение

$$S_1 = d \left[1 - \cos \sqrt{\frac{F_p}{ad}} t \right] \quad (7)$$

Скорость

$$v = \sqrt{\frac{2}{g} \left\{ (1 - e^{-\frac{2g}{a} S_1}) \left[\eta + \frac{n\lambda a}{2g} (1 + \xi) \right] - \chi (1 + \xi) n\lambda S_1 \right\}} \quad (8)$$

где $\xi = \frac{(n+1)\lambda a}{2g}$ и $\chi = 0,91$ - коэффициенты,

При $\lambda \rightarrow 0$, $V_0 \rightarrow \infty$ - уравнение (8) принимает известный вид для случая, когда давление в аккумуляторе принимается постоянным. Повышенные требования к работе тяжелых ГВПМ вызывают необходимость учета большого числа факторов, которые можно про-

верить при анализе гидропривода на основе "упругой" модели гидросистемы с учетом переменного давления в аккумуляторе.

Аналитические зависимости перемещения рабочих частей и колебательных процессов в гидросистеме определены с учетом переменного давления в аккумуляторе в результате совместного решения системы уравнений

$$\left\{ m_c \frac{d^2 S}{dt^2} + h_c \frac{dS}{dt} + K_c (S - S_1) = F(S, t), \right. \quad (9)$$

$$\left\{ M \frac{d^2 S_1}{dt^2} + \xi_r \left(\frac{dS_1}{dt} \right)^2 = Q_1(S_1), \right. \quad (10)$$

где S и S_1 - перемещения приведенной массы жидкости " m_c " и массы рабочих частей " M ";

h_c и ξ_r - коэффициент пропорциональности силы жидкостного трения и приведенный коэффициент сопротивления турбулентному потоку жидкости,

$F(S, t)$ и $Q_1(S_1)$ - приведенные активные силы,

K_c - приведенный коэффициент линейной жесткости гидросистемы.

Перемещение рабочих частей на пути разгона

$$S_1 = \frac{p_r F_0}{S_1 K_c} \left[\frac{K_c}{K_1} + e^{-\lambda_1 t} (A_1 \sin \gamma_1 t - B_1 \cos \gamma_1 t) \right] + \frac{K_c}{K_1} d \left(1 - \cos \sqrt{\frac{F_p}{ad}} t \right) \quad (II)$$

Скорость и ускорение получены дифференцированием уравнения (II).

Величина амплитуды колебаний давления жидкости на пути разгона

$$p_y = p_0 \left[\frac{K_c}{K_1} + e^{-\lambda_1 t} (A_1 \sin \gamma_1 t - B_1 \cos \gamma_1 t) - \frac{K_c d}{F_0} \left(1 - \frac{K_c}{K_1} \right) \left(1 - \cos \sqrt{\frac{F_p}{ad}} t \right) \right], \quad (12)$$

где A_1 и B_1 - коэффициенты,

p_r - площадь напорного трубопровода,

$K_1 = K_c + K_0$ - коэффициент условной жесткости гидросистемы,

$K_0 = F_0 n' \frac{p_r}{V_0} \chi_0$ - приведенный коэффициент линейной жесткости газовой среды аккумулятора при давлении p_0 ,

$\chi_0 = 0,77-0,9$ - коэффициент,

n' - показатель политропы.

При $V_0 \rightarrow \infty$, $K_0 \rightarrow 0$, $K_1 = K_c$ - и уравнения (II) и (12) принимают известный вид, для случая, когда давление в аккумуляторе принимается постоянным.

Для возвратного хода уравнивания движения рабочих частей и жидкости в гидросистеме аналогичны.

Численный анализ влияния объема газа в аккумуляторе на параметры ГВПМ показывает, что при допустимом снижении кинетической энергии рабочих частей на 10% для гидропривода с ограниченным газовым объемом ($V_0 = 12,0 V_P$) по сравнению с бесконечно большим время машинного цикла (при $t_d \approx 0$) увеличивается приблизительно на 28%, что допустимо для тяжелых ГВПМ, учитывая продолжительность технологического цикла, которая в несколько раз больше машинного. Энергия, которую несут рабочие части на возвратном ходе к моменту торможения, в этом случае, меньше приблизительно на 35% по сравнению с величиной энергии при $V_0 = \infty$, что уменьшает работу торможения. Таким образом, для анализа изменения параметров движения рабочих частей исполнительного механизма за полный цикл необходимо учитывать фактор изменения давления в аккумуляторе.

Г л а в а I V.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОПЫТНОГО ОБРАЗЦА ГИДРОПРИВОДА И ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

Целью экспериментального исследования является проверка, уточнение и обоснование принятых при разработке гидропривода тяжелых ГВПМ расчетов и положений, а именно:

1. Установление возможности расчета параметров водных эмульсий по процентному составу отдельных ее компонентов.
2. Выяснение влияния конструкции проточного канала клапана на снижение коэффициента местного сопротивления клапана и числа кавитации.
3. Проверка результатов теоретического анализа о влиянии газового объема аккумулятора на энергетические параметры гидропривода.
4. Проверка возможности уменьшения относительного хода клапана и его влияния на энергетические параметры гидропривода.
5. Проверка результатов теоретического исследования гидропривода на основе различных расчетных моделей гидросистемы при переменном давлении в аккумуляторе.

Для проведения экспериментальных исследований МВТУ им. Н.Э.Баумана совместно с ВЭТИП был спроектирован и изготовлен

опытный образец насосно-аккумуляторного гидропривода, который является прототипом гидроприводов для тяжелых ГВПМ.

Исследование гидропривода проводилось на опытном стенде. Гидропривод содержит: поршневой гидропневматический аккумулятор с воздушным баллоном, четыре клапана "плавающего" типа углового исполнения с $D_y = 30, 40, 50$ и 60 мм, электропривод, зарядное устройство для нагнетания воздуха. Воздушный объем аккумулятора при помощи вентили разделяется на две части. Ход клапана устанавливается при помощи регулировочной втулки. Для определения перемещения поршня аккумулятора и клапанов установлены штоки.

Для измерения температуры жидкости применяли термометры, массы - аналитические весы, давления - образцовые манометры. Для определения скорости звука в жидкости были использованы генератор прямоугольных импульсов Г5-4Б и катодный осциллограф ИО-4.

Для регистрации давления и перемещения клапанов были применены тензосметрические датчики сопротивлений, а для перемещения рабочих частей исполнительного механизма и поршня аккумулятора - струнные ходографы. В качестве усилителя и регистрирующего прибора были использованы светолучевой осциллограф Н-102 и усилитель 8АНЧ-7М. Мощность электрического тока, потребляемого электродвигателем из сети, записывалась с помощью самопишущего ваттметра Н-377.

Тарировкой всех датчиков получены линейные отклонения лучей вибраторов от изменений соответствующих параметров.

Определение плотности водных эмульсий и их составляющих производилось с помощью пикнометра.

Скорость звука определялась импульсным методом с однократным пробегом пути упругих волн по времени прохождения ультразвуковой волной расстояния между излучающим и приемным пьезокристаллами с собственной частотой 2 мГц, расположенными в исследуемой жидкости.

В результате экспериментального исследования элементов гидропривода тяжелых ГВПМ и опытного образца гидропривода (для ГВПМ-1 Мн модели ПМЭ-1) установлено:

1. Зависимости плотности ρ (кг/м^3) и модулей упругости Z'_1 и Z'_2 (Мн/м^2) водных эмульсий от давления P (Мн/м^2) при постоянной температуре $T_{\text{ф}}$ ($^{\circ}\text{C}$) имеют линейный характер и могут быть представлены выражениями

$$\rho(P, T\varphi) = \rho(P_0, T\varphi) + 0,45\rho, \quad (13)$$

$$\mathcal{L}'_u(P, T\varphi) = \mathcal{L}'_u(P_0, T\varphi) + A_u(P - P_0), \quad (14)$$

$$\mathcal{L}'_a(P, T\varphi) = \mathcal{L}'_a(P_0, T\varphi) + A_a(P - P_0), \quad (15)$$

где $\rho(P_0, T\varphi)$, $\mathcal{L}'_u(P_0, T\varphi)$ и $\mathcal{L}'_a(P_0, T\varphi)$ - плотность и интервальные значения изотермического и адиабатического модулей объемной упругости при атмосферном давлении.

Зависимость модулей упругости от температуры при постоянном давлении, в отличие от масел, имеет возрастающий характер, что объясняется аномальными свойствами воды, составляющей основу водных эмульсий.

2. Установлено, что при уменьшении относительного хода клапана до $h_{кл} = 0,2 D_y$ по сравнению с принятым расчетом $h_{кл} = 0,25 D_y$, практически не наблюдается уменьшения величины кинетической энергии рабочих частей. Это позволяет при расчетах принимать ход клапана $h_{кл} = 0,2 D_y$.

Можно предложить приближенную эмпирическую зависимость для ζ в функции времени

$$\zeta = \zeta_{0,2} \left(\frac{t_{кл}}{t} \right)^{1,1}, \quad (16)$$

где $\zeta_{0,2}$ - коэффициент сопротивления полностью открытого клапана на $h_{кл} = 0,2 D_y$,

$t_{кл}$ - время полного открытия клапана,

t - время.

3. Опытная проверка возможности снижения ζ и повышения кавитационной стойкости клапанов путем изменения конфигурации проточного канала клапана по закону оптимального диффузора показала:

коэффициент местного сопротивления клапана и число кавитации снижаются на 20-30%, что, в свою очередь, позволяет:

а) снизить затраты мощности на преодоление сопротивлений на 20-30%,

б) увеличить расход жидкости через клапан на 15-20% по сравнению с клапанами традиционной конструкции с таким же D_y без увеличения гидравлических потерь.

4. Полный к.п.д. гидропривода составляет в среднем 37%; электрогидроустановки (электродвигатель-аккумулятор) - 50%; к.п.д. гидросистемы - 75%. Значения к.п.д. могут быть значи-

тельно по вышеназванному за счет снижения гидромеханических потерь и ликвидации явления перетекания жидкости высокого давления в области низкого давления при переключении распределительных клапанов и принудительном их открытии во время колебательных процессов в гидросистеме.

Г л а в а V.

СОПОСТАВЛЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЙ. МЕТОДИКИ ПРОЕКТНОГО РАСЧЕТА ГИДРОПРИВОДОВ ДЛЯ ТЯЖЕЛЫХ ГВМ. РАСЧЕТ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТ ВНЕДРЕНИЯ ГИДРОПРИВОДОВ

Полученные расчетные формулы для определения параметров гидропривода с учетом переменного давления в аккумуляторе достаточно точно отражают действительную картину изменения параметров перемещения рабочего звена исполнительного механизма гидропривода и колебательных процессов, происходящих в гидросистеме. Погрешность при определении параметров гидропривода не превышает 8-9%. Следует отметить, что при расчете с учетом перемещения клапана во время разгона рабочих частей погрешность в определении параметров перемещения снизится.

Расчет плотности и модуля объемной упругости водных эмульсий прямого типа можно производить, исходя из процентного состава ее отдельных компонентов, при этом погрешность в определении параметров водных эмульсий не превышает 1%.

При правильном определении основных параметров гидропривода, влияющих на величину его установочной мощности по формуле для расчета установочной мощности электродвигателя определяется ее рациональная величина. Анализ входящих в расчетную формулу параметров позволяет установить пути снижения установочной мощности и повышения к.п.д. гидропривода.

Погрешность в определении к.п.д. гидропривода, в основном, определяется величиной работы, совершаемой электродвигателем и насосом, и работой жидкости на преодоление местных сопротивлений на участке "насос-сливной бак", когда насос работает на слив. Рациональная компоновка гидропривода, отладка и проверка технических характеристик его элементов, будут способствовать не только более точному расчету, но и увеличению к.п.д. гидропривода. На основе проведенного теоретического и экспериментального исследований в диссертации представлены методики ана-

литического расчета и проектирования гидроприводов и их элементов.

Экономическая эффективность от внедрения гидроприводов определена снижением затрат на их изготовление и эксплуатацию по сравнению с традиционными конструкциями существующих гидроприводов для винтовых машин.

Расчет, выполненный МВТУ им.Баумана и ВЗТИП показывает, что в результате внедрения гидроприводов для тяжелых ГВПМ, предполагаемый экономический эффект составит на одну расчетную единицу около 6300 руб.

ОБЩИЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

1. На основе проведенного анализа типовых схем гидроприводов отечественных и зарубежных образцов ГВПМ установлено, что для тяжелых ГВПМ наиболее рациональным и перспективным является насосно-аккумуляторный привод с гидропневматическим аккумулятором и с исполнительными механизмами в виде силовых гидроцилиндров и гидромоторов.

2. Для гидроприводов горячештаповочных ГВПМ рекомендуются водные эмульсии прямого типа, например, "ВН-117" - на основе присадки ВНИИНП-117, так как из применяемых в настоящее время в промышленности негорючих рабочих жидкостей, они в наибольшей степени удовлетворяют эксплуатационным требованиям.

3. Полученные в условиях, близких к рабочим, экспериментальные данные о плотности и модуле объемной упругости водных эмульсий, позволяют уточнить расчет гидродинамических процессов в гидросистемах тяжелых ГВПМ.

Экспериментально установлено, что для водных эмульсий зависимость модулей объемной упругости от температуры при постоянном давлении, в отличие от масел, имеет возрастающий характер и при рабочих температурах 40-60°C и давления 20-30 Мн/м² значения адиабатического модуля упругости выше изотермического в среднем на 25%, что необходимо учитывать в расчетах.

4. На основе проведенных в работе исследований с учетом ранее полученных в МВТУ им.Баумана экспериментальных данных, рекомендуется для гидроприводов тяжелых ГВПМ уменьшать ход распределительного клапана углового типа до 0,2 Dy, профилировать проточную часть клапана в виде прямоосного диффузора, а

также применять прямоточные клапаны вместо угловых. Это позволяет уменьшить затраты мощности потока жидкости на 20-30% и снизить число кавитации.

5. С целью повышения компактности гидропривода и снижения затрат на его изготовление, объем гидропневматического аккумулятора необходимо определять на основе разработанной в данной работе методики в зависимости от заданного уровня снижения кинетической энергии рабочих частей. При $\Delta L = 4-5\%$ минимальный объем газа в аккумуляторе $V_0 = 12 \sqrt{p} (V_0 = 6-7 V_H)$, что в два раза меньше принимаемого в настоящее время.

6. В расчетах установочной мощности электродвигателя гидропривода тяжелых ГВПМ следует пользоваться уточненной в данной работе методикой с учетом переменного давления жидкости в аккумуляторе. При допустимом понижении давления на 20% установочная мощность может быть уменьшена на 10%, что снижает затраты на изготовление и эксплуатацию гидропривода.

7. На основе сопоставления результатов, полученных с применением "жесткой" и "упругой" моделей гидросистем установлено, что для расчета параметров движения рабочих частей тяжелых ГВПМ рекомендуется применять методику, разработанную в диссертации на основе "жесткой" модели гидросистемы с учетом переменного давления в аккумуляторе.

8. Снижение потерь энергии в гидроприводе и повышение к.п.д. ГВПМ на 12-15% обеспечивает рациональная компоновка гидропривода и методика снижения сопротивления клапанов, разработанные в данной работе.

9. Сопоставление расчетных параметров гидропривода показало хорошую сходимость в их экспериментальными значениями, полученными при испытании опытного образца гидропривода, введенного для укомплектования ГВПМ-1 Ми модели ПМЗ-1 на ВЗТМП.

10. С использованием разработанных в диссертации методов проектного расчета гидроприводов и их элементов для тяжелых ГВПМ установлены возможности уменьшения объема газа в гидропневматическом аккумуляторе в два раза, снижения установочной мощности привода на 10%, повышения эффективного к.п.д. ГВПМ на 12-15%, что обеспечит предполагаемый экономический эффект от внедрения гидроприводов для тяжелых ГВПМ в 1975 году около 300000 руб.

Диссертация содержит 149 стр. текста, 89 рис., 35 таблицы и приложения. В списке литературы приведено 102 названий.

По теме диссертации опубликованы следующие работы.

1. А.К.Денисюк, И.А.Лузанова, Ю.А.Бочаров. Экспериментальное исследование упругих свойств водных эмульсий для гидросистем кузнечно-штамповочных машин. "Известия вузов", 1973, № 8.

2. Ю.А.Бочаров, А.К.Денисюк. К расчету газового объема газогидравлического аккумулятора кузнечно-штамповочных машин ударного действия. "Кузнечно-штамповочное производство", 1974, № 4.

3. А.К.Денисюк, Ю.А.Бочаров. Исследование некоторых возможностей повышения эффективности и долговечности гидроприводов кузнечно-штамповочных машин ударного действия. НИИМАШ, 1974, № 5.

4. Ю.А.Бочаров, А.К.Денисюк. Усовершенствование проточной части клапанных распределителей для гидросистем кузнечно-штамповочных машин ударного действия. "Кузнечно-штамповочное производство", 1974, № 5.

По материалам диссертации сделаны сообщения на всесоюзном научно-техническом семинаре "Совершенствование молотового оборудования", г.Ижевск, 1973 г.