

М 794641
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

Московское
ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н. Э. Баумана

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МОРОЗОВ Ю. Д.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ
ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОМЫШЛЕННЫХ ОБРАЗЦОВ
ГИДРОВИНТОВЫХ КУЗНЕЧНО-ШТАМПОВОЧНЫХ
МАШИН**

**(05.165—Оборудование и машины кузнечно-прессового
производства)**

Диссертация написана на русском языке

**Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

Работа выполнена в Московском ордена Ленина и ордена
Трудового Красного Знамени высшем техническом училище
имени Н. Э. Баумана.

Научный руководитель —
кандидат технических наук, доцент Ю. А. Бочаров.

Официальные оппоненты:
доктор технических наук, профессор Сторожев М. В.,
канд. технических наук, доцент Соколов А. Ф.

Ведущее предприятие — ордена Трудового Красного Зна-
мени Чимкентский завод автоматомов имени М. И. Ка-
линина.

Автореферат разос

Защита диссер
на заседании Со
зация производ
Москва, 107005,

Ваши отзывы
ренные печать

С диссертат
имени Н. Э. Б

Ученый
кандидат тех

М 194641

1972 г.

1972 г.
ани-
есу:

аве-
есу.

ВТУ

Ю. А.

ВВЕДЕНИЕ

В директивах XXIV съезда КПСС предусмотрено значительно повысить удельный вес прогрессивных способов металлообработки, к числу которых относится обработка давлением. В связи с повышением требований к точности поковок при усложнении их геометрической формы и применении современных труднодеформируемых металлов и сплавов актуальной является проблема создания и совершенствования кузнечно-прессового оборудования. В решении этой проблемы принимает участие и коллектив кафедры "Автоматизация и механизация обработки давлением" (АМ-6) МГТУ им. Н.Э.Баумана, где под руководством Заслуженного деятеля науки и техники РСФСР, д.т.н. профессора А.И.Зимины и к.т.н.доцента Ю.А.Бочарова проводятся работы по совершенствованию кузнечно-штамповочных машин. Разработанный на кафедре АМ-6 совместно с другими организациями (ВНИИМЕТМАШ, ЭНИНМАШ, ЧЗПА (г.Чимкент), ВЗТМП (г.Воронеж), НИИТ и др.) гидровинтовые штамповочные машины (ГВМ) удовлетворяют большинству требований современной технологии объемной штамповки.

В настоящее время изготовлено несколько опытно-промышленных образцов ГВМ усилием от 160 до 1000 тс., и по приказам МИНСТАМКОПРОМА СССР (№ 234, 1968 г. и № 1, 1970 г.) подготавливается их серийный выпуск на ЧЗПА и ВЗТМП.

Производство ГВМ освоено также в некоторых зарубежных промышленно развитых странах. Машины чехословацкого производства серии LVH используются на отечественных заводах.

Реферируемая работа посвящена разработке и исследованию отечественного опытно-промышленного образца и исследованию серийных зарубежных образцов ГВМ и целью усовершенствования их конструкций и методов аналитического расчета. Работа направлена на ускорение процесса освоения ГВМ отечественной промышленностью.

Глава I. Обзор конструкций и состояние методов расчета ГВМ. К винтовым кузнечно-штамповочным машинам относятся машины, имеющие несамотормозящий винтовой исполнительный механизм и использующие для пластического деформирования поковок кинетическую энергию вращательного и поступательного движения рабочих масс. Эти машины обладают рядом положительных технологических и эксплуатационных качеств: высокой энергоемкостью, нежестким ходом ползуна и отсутствием опасности его заклинивания, сравнительно небольшой

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана I



1194641

Морозов Ю.Д. Эксперимент

линейной скоростью (0,5-2,5 м/сек) рабочих частей, не вызывавшей практически скоростного упрочнения и местных перегревов при штамповке, кратковременностью деформирования, возможностью приложения номинального усилия в любой части хода ползуна, возможностью предохранения от перегрузок и отсутствием влияния долевой упругой деформации машины на точность вертикальных размеров поковок.

Анализ опыта промышленного использования винтовых машин за рубежом и в СССР показал, что они являются универсальным типом штамповочного оборудования. Винтовые машины с механическим и электрическим приводом нашли наибольшее применение в производстве различных поковок из низких заготовок, а ГВМ - в производстве поковок машиностроительной номенклатуры из черных труднодеформируемых металлов и сплавов.

В результате прогрессивного развития винтовых машин появилось большое число их конструктивных разновидностей, отличающихся видом энергии, используемой в процессе деформирования, характером движения винта (цилиндра), типом привода и особенностями конструктивного оформления машин и привода, что отражено в приведенной в работе классификации.

Применение экономичного и гибкого в управлении гидравлического привода обусловило прогрессирующий промышленный выпуск ГВМ, особенности конструктивных схем которых (изготавливаемых различными зарубежными фирмами и созданных на отечественных заводах) рассмотрены в работе. Показано, что все винтовые машины зарубежного производства осуществляют молотовый режим работы, деформируя поковку кинетической энергией рабочих частей, и только в СССР осваивается выпуск гаммы ГВМ, осуществляющих работу и в пресемолотовом режиме за счет совместного действия кинетической энергии и энергии давления жидкости.

Разработка теории расчета ГВМ проводилась в МВТУ им. Баумана А.И.Зиминим и Ю.А.Бочаровым, создавшими на основе теории гидравлических машин с насосно-аккумуляторным приводом и комплексного исследования модели ГВМ методику аналитического расчета ГВМ, в которой при определении параметров движения рабочих частей машин не учитывается упругость гидросистемы. Последующие работы этих авторов, а также С.Н.Беляева, В.М.Морогова, А.М.Ларионова и экспериментальные исследования ГВМ, выполненные коллективом кафедры АМ-6 МВТУ и автором, позволили Ю.А.Бочарову разработать

уточненную теорию аналитического расчета ГМ и предложить методы определения параметров движения рабочих частей и жидкости, а также давления в гидросистемах ГМ с учетом их упругих и диссипативных свойств.

В иностранной литературе нет материалов, посвященных исследованию ГМ.

В работе рассмотрены главные положения основополагающих трудов в области теории кузнечно-штамповочных машин д.т.н., проф. А.И.Зимина, М.Б.Сторожева, Б.В.Розанова, Г.А.Навроцкого, В.И.Власова и др., а также работы по теории объемного гидропривода д.т.н., проф. В.Н.Прокофьева, Т.М.Башты и др.

В период освоения промышленного выпуска гаммы отечественных ГМ необходимы исследования ГМ, созданных отечественной и зарубежной промышленностью по различным конструктивным схемам.

Целью настоящей работы является совершенствование отечественных ГМ, выявление наиболее эффективных конструктивных решений, экспериментальная проверка и совершенствование методов их аналитического расчета.

В соответствии с этим намечены следующие задачи экспериментального исследования:

Проанализировать конструктивные особенности ГМ отечественного производства модели Ф2732А и зарубежного производства моделей LVH 1600 и LVH 2500;

Выполнить теоретический анализ параметров движения рабочих частей и жидкости в гидросистемах ГМ этих моделей;

Провести экспериментальное исследование и определить кинематические, силовые и энергетические показатели работы ГМ указанных моделей, установить свойства их гидросистем и к.п.д. работы машин и отдельных механизмов;

Провести экспериментальную проверку и уточнение аналитических расчетов ГМ;

Разработать рекомендации по совершенствованию конструкций отечественных ГМ.

ГЛАВА II. Разработка конструкций отечественных и освоение зарубежных ГВМ

С целью освоения опытно-промышленного выпуска отечественных ГВМ по заданию МИНСТА НКПРОМА СССР в 1967 г. в МВТУ разработан при участии автора размерный ряд технических параметров ГВМ, работающих в режиме пресс-молота. В работе приведен размерный ряд ГВМ и обоснованы технические параметры машин с учетом технологических требований, опыта эксплуатации эквивалентных по технологическому назначению типов кузнечно-штамповочного оборудования, возможности регулирования выходных параметров, а также с учетом требований промышленных предприятий, приславших отзывы на первую редакцию ряда.

На основе ряда ГВМ спроектированы и изготовлены в 1968 г. на ЧЗПА первые опытно-промышленные образцы модели Ф2732А усиленным 160 тс с эффективной энергией 1000 ктм, работающие в пресс-молотовом режиме. В их конструктивной схеме предусмотрено винтовое движение винтового цилиндра с наружной нарезкой резьбы, выполняющего функции винта, гидроцилиндра и маховой массы; силовая гайка вмонтирована в верхнюю поперечину станин-рамы. В работе рассмотрены особенности конструкции и привода машин Ф2732А (головной и опытно-серийных, усовершенствованных с учетом опыта отладки головной машины) и машины Ф2732АБ (изготовлена на ЧЗПА в 1971 г. и является улучшенной модификацией опытно-серийных образцов в соответствии с результатами настоящих исследований).

В работе проанализированы особенности конструкции и привода ГВМ серии LVH, в схеме которых предусмотрено вращательное движение винтового шпинделя с маховиком. Оно осуществляется от гидроцилиндров через полаун-раму, в нижней поперечине которого вмонтирована силовая гайка. Приведены технические характеристики машин LVH 1600 и LVH 2500.

Привод машин LVH и Ф2732А индивидуальный насосно-аккумуляторный является наиболее перспективным для ГВМ, т.к. его применение не ограничивает мощность машины мощностью насосной установки.

Показано, что исследования этих машин, работающих в

различных режимах и созданных по разным конструктивным схемам, могут явиться основой проверки теории ГМ и разработки рекомендаций по совершенствованию их конструкций.

ГЛАВА III. Теоретический анализ ГМ

Теоретический анализ исследуемых ГМ выполнен на базе общей теории ГМ, разработанной Ю.А.Бочаровым. В основе анализа параметров движения рабочих частей и жидкости в гидросистемах ГМ находятся рабочие процессы в гидросистеме, характеризующиеся неустановившимся течением рабочей жидкости. Анализ выполнен с использованием "жесткой" и "упругой" моделей гидросистемы с приведенными параметрами.

При анализе с использованием "жесткой" модели гидросистемы приняты и обоснованы следующие допущения: а) жидкость обладает постоянной вязкостью, несжимаема и нетеплопроводна, б) взаимодействия распространяются мгновенно, в) элементы машины и гидросистемы абсолютно жесткие, г) массы рабочих частей и жидкости постоянны, е) коэффициенты сопротивления элементов гидросистемы постоянны, ж) давление в аккумуляторе постоянно, з) гидроаппараты открываются мгновенно, и) температура окружающей среды и жидкости установившаяся. Приведение масс рабочих частей и жидкости и сил, обуславливающих их движение, осуществляется к линейному перемещению (S_{11}) гидроцилиндра .

При анализе с использованием "упругой" модели гидросистемы сохраняются допущения б), г), д), ж), и), принятые для "жесткой" модели гидросистемы и вводятся дополнительно следующие: жидкость рассматривается вязкой, сжимаемой и нетеплопроводной, деформируемость жидкости и трубопроводов принимается пропорциональной приведенным линейным жесткостям (K); сопротивление колебательному движению жидкости принимается пропорциональным скорости жидкости ($h \dot{S}$), а сопротивление перетеканию жидкости под действием разности давлений - пропорционально квадрату скорости и жидкости ($\gamma \dot{S}^2$); изменение возмущающей силы, действующей на гидросистему, предполагается линейно зависящим от времени

$$F_1(t) = \begin{cases} F_0 \frac{t}{t_1}, & \text{при } 0 \leq t \leq t_1, \\ F_0, & \text{при } t \geq t_1. \end{cases}$$

Приведение масс рабочих частей и жидкости и сил, обуславливающих их движение, осуществляется к точкам в центре концевых сечений рабочей гидромагистральной (упругого звена) в предположении эквивалентности работ (энергий) проводимой и приведенной силы или массы.

При анализе рассмотрен замкнутый машинный цикл ГМ, состоящий из следующих этапов: приближение рабочих частей (при работе ГМ в режиме пресс-молота); пуск гидросистемы при силовом ходе и разгон рабочих частей; ход деформирования; ход вверх, включающий этап упругого отражения рабочих частей (при работе ГМ в режиме молота), этап подъема и торможения рабочих частей. Анализ выполнен для случая использования насосно-аккумуляторного привода рабочих частей.

При использовании "жесткой" модели гидросистемы уравнение движения приведенной массы (M_n) рабочих частей имеет вид:

$$M_n \ddot{S}_n = \pm p_n f_n \mp p_{12} f_{12} \pm m_n g - R_n - P_d + P_y, \quad (I)$$

где p_n и p_{12} — давление жидкости соответственно в рабочих и возвратных полостях цилиндров, активная площадь которых f_n и f_{12} ,
 $m_n g$ — сила тяжести рабочих частей,
 R_n — суммарная сила механического сопротивления,
 P_d и P_y — усилие деформирования соответственно во время нагрузочной и разгрузочной фазы.

В уравнении (I) верхние знаки относятся к движению рабочих частей вниз, а нижние — к движению вверх.

Для этапов приближения, разгона и подъема рабочих частей это уравнение приводится к виду $M_n \ddot{S}_n + \zeta_n \dot{S}_n - F_n = 0$,

а для этапов деформирования, упругого отражения и торможения может быть представлено соответственно в виде

$$M_n \ddot{S}_n = F - P(S) \quad \text{или} \quad M_n \ddot{S}_n = P - F(t).$$

При использовании "упругой" модели гидросистемы движение приведенных масс (M_1) рабочих частей и (m) жидкости на этапах пуска и разгона описываются уравнениями

$$M_1 \ddot{S}_1 + \zeta_1 \dot{S}_1 + R_1 = K(S - S_1) + m_1 g, \quad (2)$$

$$m \ddot{S} + h \dot{S} + K(S - S_1) = F_1(t) \quad (3)$$

Во время пуска ($0 \leq t \leq t_1$) движение рабочих частей отсутствует ($S_1 = 0$). Во время разгона ($0 \leq t - t_1 = \tau$) приближенные решения для параметров движения массы жидкости найдены с использованием принципа суперпозиции переносного и относительного движения масс M_1 и m , что справедливо для линейных систем исследуемых машин.

Перемещение:

$$S = \begin{cases} \frac{F_0 t}{K t_1} (1 - e^{-\lambda t} \frac{\sin \omega t}{\omega t}) & \text{при } 0 \leq t \leq t_1, \\ \frac{F_0}{K} + A e^{-\lambda \tau} \sin(\omega \tau + \varphi) + \frac{M_1}{Z_1} \ln \operatorname{ch} \left(\frac{\sqrt{F_1 Z_1}}{M_1} \tau \right) & \text{при } \tau \geq 0 \end{cases}$$

Скорость:

$$\dot{S} = \begin{cases} \frac{F_0}{K t_1} [1 - e^{-\lambda t} (\cos \omega t - \frac{\lambda}{\omega} \sin \omega t)] & \text{при } 0 \leq t \leq t_1, \\ A e^{-\lambda \tau} [\omega \cos(\omega \tau + \varphi) - \lambda \sin(\omega \tau + \varphi)] + \sqrt{\frac{F_1}{Z_1}} \operatorname{th} \left(\frac{\sqrt{F_1 Z_1}}{M_1} \tau \right) & \text{при } \tau \geq 0. \end{cases}$$

где $\lambda = \frac{h}{2m}$, $\omega = \sqrt{\frac{K}{m} - \frac{h^2}{4m^2}}$,

A — амплитуда свободных колебаний, начальная фаза которых φ .

Получено также выражение для давления в гидросистеме во время пуска и разгона

$$p = \frac{1}{f_T} (K S - Z_1 \dot{S}_1^2),$$

где f_T — площадь сечения рабочей гидромагистрали.

Параметры относительного движения массы рабочих частей во время разгона под действием периодической составляющей упругой силы описываются уравнением

$$M_1 \ddot{S}_1 = A K e^{-\lambda \tau} \sin(\omega \tau + \varphi),$$

решение которого изложено в работе.

Предложены расчетные зависимости для параметров движения рабочих частей:

перемещение:

$$S_{11} = \frac{f_T}{f_{11}} \left\{ \frac{M_1}{Z_1} \ln \operatorname{ch} \left(\frac{\sqrt{F_1 Z_1}}{M_1} \tau \right) + \frac{A K}{M_1 \omega} \left\{ \tau \cos \varphi + \frac{1}{\omega} [\sin \varphi - e^{-\lambda \tau} \sin(\omega \tau + \varphi)] \right\} \right\},$$

скорость:

$$\dot{S}_{11} = \frac{f_T}{f_{11}} \left\{ \sqrt{\frac{F_1}{Z_1}} \operatorname{th} \left(\frac{\sqrt{F_1 Z_1}}{M_1} \tau \right) + \frac{A K}{M_1 \omega} [\cos \varphi - e^{-\lambda \tau} \cos(\omega \tau + \varphi)] \right\},$$

ускорение:

$$\ddot{S} = \frac{f_T}{f_n} \left[\frac{F_1}{M_1} \operatorname{ch}^2 \left(\frac{\sqrt{F_1 Z_0}}{M_1} \tau \right) + \frac{A_k}{M_1} e^{-\lambda \tau} \sin(\omega \tau + \varphi) \right].$$

Во время деформирования движение массы жидкости представлено на основе суперпозиции переносного движения (определено с использованием "жесткой" модели гидросистемы), свободных затухающих колебаний с начальными параметрами, соответствующими окончанию разгона, и вынужденных колебаний при действии возмущающей силы $F'_2(t)$, возникающей при торможении жидкости во время деформирования. Вынужденные колебания описываются уравнением

$$m\ddot{S} + h\dot{S} + kS = F'_2(t), \quad \text{где } F'_2(t) = \frac{m}{M_H} \frac{F_2}{f_T},$$

решение которого при условии нагружения ГВМ свободной осадкой приведено в работе.

Составлено уравнение колебаний массы жидкости во время торможения рабочих частей и приведено его решение.

Параметры движения массы рабочих частей и жидкости на других этапах машинного цикла могут быть найдены аналогично.

На основе полученных зависимостей выполнены аналитические расчеты машин Ф2732А, LVH 1600 и LVH 2500 с использованием двух моделей гидросистемы. Определены зависимости для параметров движения рабочих частей и жидкости, а также для давления в напорных магистралях гидросистем от времени цикла при работе исследуемых машин от насосно-аккумуляторного привода, что представлено в таблицах и на диаграммах.

ГЛАВА IV. Экспериментальные исследования ГВМ и разработка рекомендаций по совершенствованию их конструкции

Экспериментальные исследования промышленных образцов ГВМ моделей Ф2732А, LVH 2500 и LVH 1600 посвящены проверке результатов теоретического анализа и разработке рекомендаций по совершенствованию отечественных ГВМ. В связи с этими задачами исследования являются:

- определение свойств гидросистем ГВМ;
- установление зависимостей параметров движения рабочих частей, поршня аккумулятора, и давления жидкости в цилиндрах ГВМ во время машинного цикла;

- определение эффективной энергии и энергоёмкости ГВМ и следование точности дозирования кинетической энергии;
- установление баланса энергозатрат в различных функциональных механизмах во время полного технологического цикла ГВМ и определение к.п.д. этих механизмов, машинного цикла и эффективного к.п.д. ГВМ при различных видах технологического нагружения и различных режимах работы ГВМ;
- определение влияния величины открытия клапанов на энергетические показатели работы ГВМ при разгоне.

В работе приведена методика экспериментального исследования, описание используемых приборов и датчиков, схемы их подключения, результаты тарировок, а также методика обработки результатов экспериментов.

При испытаниях регистрировались во времени на осциллографах типа Н102 следующие параметры ГВМ: давление в рабочих и возвратных полостях цилиндров, в аккумуляторе и наполнителе; перемещение ползуна, поршня аккумулятора, клапана силового хода; скорость ползуна; усилие деформирования; мощность, потребляемая электродвигателями из сети. Для усиления сигналов тензодатчиков использовались усилители 8АН4.

Испытание машины Ф2782А, работающей в режиме пресс-молота (ГВМ), выполненное в лаборатории АМ-6 МВТУ.

При подготовке испытаний на основе предварительных исследований проведено усовершенствование клапана силового хода, позволившее сократить в ~ 8 раз длительность паузы в нижнем положении ползуна ГВМ.

Упругие и диссипативные свойства гидросистемы определены при быстром открытии клапана и неподвижном ползуне. Установлено, что характер колебания давления в гидросистеме и перемещения поршня аккумулятора одинаковы и определяются устойчивыми затухающими колебаниями с собственной частотой 55 герц.

При испытании насосно-аккумуляторной установки найдены ее объемный и эффективный к.п.д. (соответственно 75 и 65%), действительная подача насосов, а также зависимости давления, перемещения поршня аккумулятора и мощности электродвигателей во время зарядки аккумулятора.

Для определения энергосатрат на упругое деформирование конструкции ГВМ проведено испытание конструкции и ее основных узлов на жесткость при нагружении гидродомкратом.

Во время предварительных испытаний ГВМ при постоянном номинальном давлении жидкости в аккумуляторе ($p_{\text{до}} = 200 \text{ кг/см}^2$) в результате анализа параметров на ходе приближения обнаружена и устранена путем усовершенствования исполнителя возможность разрыва потока жидкости в напорной магистрали. Последующими исследованиями установлены зависимости основных параметров и к.п.д. на ходе приближения, возвратном ходе и во время паузы.

Исследование работы ГВМ во время хода вниз при

$p_{\text{до}} = 200 \text{ кг/см}^2$ проведено на основе трех серий опытов:

а) при отсутствии хода приближения и постоянном ходе разгона, б) при постоянном заданном ходе разгона и измененном ступенями полном ходе ползуна, в) при постоянном номинальном ходе ползуна и измененном ступенями ходе разгона. Установлено, что неточность отработки кинетической энергии во время разгона не превышает $\pm 2\%$ от номинальной эффективной энергии ГВМ. При работе ГВМ с ходом приближения обнаружено, что фактические значения хода разгона меньше заданных из-за инерционности срабатывания аппаратов управления силовым ходом и соответственно меньше величина кинетической энергии. Поэтому для увеличения точности дозирования энергии необходимо настраивать ход разгона с упреждением. Проанализировано влияние времени срабатывания аппаратов управления разгоном и величины хода приближения на упреждение, средняя величина которого достигает 37 мм при работе машины с полным ходом. Установлено, что неточность дозирования кинетической энергии при работе с рекомендуемой величиной упреждения составляет $\pm 20\%$ от номинальной эффективной энергии и может быть повышена путем увеличения точности отработки аппаратов управления.

В результате этих опытов, проведенных при нагружении машины свободной осадкой медных образцов $\frac{H_0}{D_0} = 0,67$, найдены гидравлические и механические к.п.д. разгона, деформирования, силового хода и полного хода ползуна вниз, и проанализированы их зависимости от величин действительных перемещений ползуна. Определены к.п.д. машинного цикла (около 50%) и эффективный

к.п.д. ГВМ (около 18%, для нахождения которого осциллографировалась мощность электродвигателей во время цикла). При работе ГВМ с номинальной величиной хода и энергии, число используемых ходов ползуна в минуту равно 15.

Испытаниями при работе ГВМ в режимах пресс-молота, молота и пресса (с приводом рабочих частей от насосов и аккумулятора), приведенными при нагружении машины свободной осадкой образца $\frac{H_0}{D_0} = 1,8$ из алюминиевого сплава АД1, установлено следующее. Эффективный к.п.д. машины при работе в пресс-молотовом режиме ($\eta_3 = 28\%$) выше (на 5%), чем при работе в молотовом режиме, что объясняется снижением потерь на трение в резьбе винтового механизма во время деформирования в режиме пресс-молота. Использование ГВМ в прессовом режиме работы должно быть ограничено из-за снижения максимального усилия, эффективной энергии и эффективного к.п.д. машины ($\eta_3 = 4 - 15\%$).

Испытаниями ГВМ при выполнении операций чеканки и штамповки локовок из низких заготовок ($\frac{H_0}{D_0} \leq 0,26$) определены к.п.д. работы машины ($\eta_3 = 5 + 8\%$). Сопоставление результатов этих опытов с предыдущими доказало целесообразность применения ГВМ для штамповки локовок из высоких заготовок.

Проанализированы кинематические и энергетические параметры ГВМ во время хода ползуна вниз, полученные при испытаниях машины при $p_{до} = 80, 130$ и 200 кг/см^2 . Установлено, что при этом коэффициент энергоемкости ГВМ изменяется от 7 до 16 кгм/кгм пропорционально изменению начального давления в аккумуляторе. Высокая энергоемкость позволяла выполнить на ГВМ при $p_{до} = 200 \text{ кг/см}^2$ работу деформирования в 1,2-3 раза больше, чем величина кинетической энергии, накопленной рабочими частями.

На основе испытаний ГВМ при $p_{до} = 200 \text{ кг/см}^2$ и ступенчатом изменении величины открытия клапана силового хода от $0,28 d_y$ до $0,026 d_y$ (где d_y - условный диаметр клапана) проведено исследование влияния этой величины на энергетические показатели реактора. Установлена возможность сокращения величины открытия клапана до $(0,15 + 0,18) d_y$, что способствует повышению к.п.д. и производительности ГВМ.

Результаты исследования ГВМ модели Ф2732А представлены в работе в виде таблиц и графиков.

Испытания ГВМ моделей LVH 2500 и LVH 1600 проведены в производственных условиях.

Перед испытаниями выполнены наладочно-восстановительные работы по гидроприводу и системе управления машин.

Как показали исследования характер работы этих машин одинаков. В результате испытаний гидросистем ГВМ при возбуждении однократным открытием напорного клапана определены их упругие и диссипативные свойства. Испытаниями насосно-аккумуляторных установок найдены их объемные утечки и эффективный к.п.д. ($50 \pm 6\%$).

В результате испытаний ГВМ при постоянном номинальном давлении в аккумуляторе ($p_{ac} = 160 \text{ кг/см}^2$); переменном ходе разгона ползуна и нагружении машин свободной осадкой образцов установлены зависимости параметров движения рабочих частей и давления в цилиндрах и аккумуляторе во время машинного цикла. Найдена зависимость кинетической энергии и числа ходов ползуна в минуту от величины хода ползуна, максимальные значения которых удовлетворительно согласуются с номинальными. Определены значения коэффициента энергоемкости машин, составляющие $2,2 - 2,5 \text{ кгм/кгм}$. Составлен баланс энергозатрат и определены эффективный к.п.д. машин (около 20%), к.п.д. машинного цикла ($55 - 60\%$) и его этапов, а также к.п.д. различных функциональных механизмов ГВМ, и проанализированы их зависимости от величин перемещения ползуна и жесткости поковки.

Точность отработки выходных параметров машин определена по результатам испытаний при штамповке партий производственных деталей из низких заготовок (при этом эффективный к.п.д. машин составлял около 8%). С целью увеличения точности дозирования кинетической энергии доказана необходимость упреждения сигнала на отключение машинного цикла, величина которого зависит от условия деформирования, влияющего на скорость упругого отращения рабочих частей. Так у машины LVH 2500 упреждение достигает 120 мм при работе с номинальным усилием. Если использовать величину упреждения, рекомендуемую в работе, то неточность дозирования кинетической энергии составляет $5 \pm 8\%$ от номинальной энергии машин.

В результате исследования влияния величины открытия напорного клапана на энергетические показатели ГВМ, работающих в молотовом режиме (испытания проведены на машине LVH 2500 по методике, аналогичной соответствующему испытанию машины Ф2732А) полностью подтверждены выводы подобного исследования машины Ф2732А.

Работа гидравлического предохранителя от перегрузки, предусмотренного в конструкции машин LVH, проверлась при испытании машины LVH 1600. Установлено, что максимальное усилие машины ограничено величиной, на 20% превышающей номинальное усилие, что защищает машину и штамп от действия избытка кинетической энергии.

Сопоставлением результатов теоретического и экспериментального исследования машин Ф2732А, LVH 2500 и LVH 1600 установлена справедливость исходных предпосылок и допущений, принятых при теоретическом анализе. Показано, что методику, основанную на "жесткой" модели гидросистемы, целесообразно использовать при определении перемещения скорости рабочих частей, при этом погрешность расчетных значений этих параметров по сравнению с опытными не превышает соответственно 7 и 15%. Ускорение рабочих частей, параметры движения жидкости и давление в гидросистемах ГВМ целесообразно рассчитывать по методике, основанной на "упругой" модели гидросистемы; при этом установлена погрешность расчетных значений этих параметров.

Для большей точности аналитических расчетов необходимо использовать систематизированные данные экспериментальных исследований, приведенные в работе.

В результате анализа экспериментальных исследований разработаны рекомендации по совершенствованию конструкций и привода ГВМ, позволяющие повысить их к.п.д., производительность (снизить длительность полного технологического цикла машин) и увеличить точность дозирования энергии. Это достигается применением в конструкции машин неуправляемых возвратных цилиндров, соединенный при работе с аккумулятором; использованием в схемах управления распределительных клапанов указанной в работе конструкции с уменьшенной величиной открытия клапана (до $0,15 d_v$) увеличением жесткости гидросистемы при сокращении объемов

адекватности в управляемых магистральных и цилиндрах и повышением быстродействия и точности обрабатываемых аппаратов управления машинным циклом.

При эксплуатации ГВМ, предназначенных для работы в пресс-молотовом режиме, с целью повышения технических показателей машин предпочтительно их применение для штамповки поковок из высоких заготовок. Рекомендуется также эксплуатировать ГВМ с наименьшей допустимой величиной хода ползуна, а для вновь проектируемых конструкций предусматривать возможность работы без хода приближения. Для увеличения точности дозирования энергии необходимо настраивать командоаппараты управления машинным циклом ГВМ с установленным упреждением.

Применение результатов исследования при создании усовершенствованной машины Ф2732АБ позволило сократить в 3,5 раза длительность машинного цикла, увеличить в 2,2 раза число используемых ходов ползуна в минуту и повысить в 1,7 раза эффективный к.п.д. машины по сравнению с базовой моделью Ф2732А.

Результаты исследований использованы ЭНИКМАШ, МТУ и ВНИИМЕТМАШ при разработке комплексного технического предложения на гамму отечественных ГВМ для освоения их серийного выпуска и применяются при эксплуатации, обслуживании и разработке технологических процессов на машинах LVH на двух заводах.

Целесообразность применения ГВМ в серийном производстве поковок машиностроительной номенклатуры подтверждается технико-экономическими расчетами, выполненными организациями, эксплуатирующими и разрабатывающими ГВМ, результаты которых приведены в работе.

Основные выводы по работе

I. В результате изучения промышленного опыта установлено, что гидравинтовые штамповочные машины (ГВМ) являются прогрессивным и универсальным типом кузнечно-штамповочного оборудования, область рационального применения которого — производство поковок повышенной точности деталей машиностроительной номенклатуры из различных металлов и сплавов, в том числе и труднодеформируемых.

Отечественной промышленностью изготовлено 10 опытно-промышленных ГВМ (из них 8 машин созданы с участием автора). В настоящее время осваивается серийный выпуск гаммы ГВМ, предназначенных для работы в пресс-молотовом и молотовом режимах.

2. Теоретическим анализом, выполненным на основе двух методик, найдены расчетные выражения для параметров движения рабочих частей ГВМ и жидкости в гидросистемах, а также для давления в напорной гидромагистрали. В результате аналитического расчета ГВМ отечественной конструкции модели Ф2782А и ГВМ чехословацкого производства моделей LVH 1600 и LVH 2500 найдены зависимости этих параметров во время цикла этих машин при работе от насосно-аккумуляторного привода.

3. Экспериментальными исследованиями трех промышленных образцов ГВМ установлена удовлетворительная сходимости действительных значений основных параметров машин с расчетными. Определены опытные значения упругих и диссипативных свойств гидросистем ГВМ, составлен энергобаланс их работы и найдены действительные значения эффективного к.п.д., к.п.д. машинного цикла и его составляющих для всех этапов работы машин и для различных функциональных звеньев, которые необходимо использовать в аналитических расчетах ГВМ. Разработаны рекомендации по совершенствованию конструкций, увеличению точности регулирования выходных параметров, повышению производительности и к.п.д. работы ГВМ.

4. Установлено, что рациональными пределами применимости методики расчета ГВМ, основанной на "жесткой" модели гидросистемы, являются определение перемещения и скорости рабочих частей ГВМ; а для методики, основанной на "упругой" модели гидросистемы, - определение ускорения рабочих частей, параметров движения жидкости и давления в гидросистемах ГВМ.

5. Результаты работы использованы ЭНИКМАШ, МВТУ и ВНИИМЕТМАШ при разработке комплексного технического предложения на гамму ГВМ, применяются при разработке технологических процессов, эксплуатации и обслуживании машин LVH на двух машиностроительных заводах; а также использованы при усовершенствовании опытной серии машин Ф2782А на ЧЗПА (г. Чимкент).

Условный годовой экономический эффект от внедрения машины Ф2732А усилием 160 тс составит 25 тыс.рублей, машины Ф2738А усилием 680 тс - 270 тыс.рублей, машины LVH 1600 усилием 1600 тс - 720 тыс.рублей.

Диссертация содержит 156 страниц, 78 рисунков, 28 таблицы и приложение. В списке литературы приведено 82 наименования.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. А.И.ЗИМИН, Ю.А.БОЧАРОВ, Ю.Д.МОРОЗОВ. Гидровинтовые пресс-молоты. Размерный ряд. В каталоге "Машины, приборы, стенды", М. МВТУ, 1970.

2. А.И.ЗИМИН, Ю.Д.МОРОЗОВ, Н.Я.КОНДРАТЬЕВ. Гидровинтовой пресс-молот модели Ф2732А. В каталоге "Машины-приборы, стенды" М., МВТУ, 1970.

3. Ю.Д.МОРОЗОВ. Экспериментальное исследование винтового молота с гидроприводом чехословацкого производства. Материалы У1 научно-технической конференции, тезисы доклада, Тула, ТПИ, 1970.

4. Ю.А.БОЧАРОВ, Ю.Д.МОРОЗОВ. Исследования гидровинтового пресс-молота модели Ф2732А. Материалы УП научно-технической конференции, тезисы доклада, Тула, ТПИ, 1971.

5. Ю.А.БОЧАРОВ, А.В.САФОНОВ, А.И.ЗИМИН, Ю.А.ЗИМИН, Ю.Д.МОРОЗОВ, Н.Я.КОНДРАТЬЕВ, Ю.И.ТАМАРИС. Гидровинтовой пресс-молот. Авторское свидетельство № 314670. Бюллетень изобретений № 28, 1971.

6. А.В.САФОНОВ, Ю.А.БОЧАРОВ, А.И.ЗИМИН, Ю.А.ЗИМИН, Ю.Д.МОРОЗОВ. Гидровинтовой пресс-молот. Авторское свидетельство № 821418. Бюллетень изобретений № 35, 1971.