

На правах рукописи

УДК 621.979.15

Крук Александр Тимофеевич

**РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ И МЕТОДИКИ
ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТЯЖЕЛЫХ КРИВОШИПНЫХ
ГОРЯЧЕШТАМПОВОЧНЫХ ПРЕССОВ**

Специальность 05.03.05 – Процессы и машины
обработки давлением

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



Москва - 2000

Работа выполнена на Воронежском ЗАО по производству тяжелых механических прессов.

Научный руководитель

доктор технических наук, профессор

Сафонов А.В.

Официальные оппоненты

доктор технических наук, профессор,
Заслуженный деятель науки и техники

РСФСР

Семенов Е.И.,

доцент, кандидат технических наук

Милов В.А..

Ведущее предприятие -

АМО - ЗИЛ.

Защита состоится "31" мая 2000г в часов на заседании диссертационного совета К.053.15.13 в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана, адресу: 107005, г.Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.

Справка, заверенная печатью,

хранится в библиотеке МГТУ

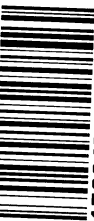
2000г.

1566459



Шубин И.Н.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1566459

Крук А.Т. Разработка конст

Форм 1.0 п.л. Тир. 100 экз.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Принятая правительством РФ Федеральная целевая программа "Государственная защита станкостроения" (февраль 1994-98 гг), наметила создание кузнечно-прессового оборудования для получения поковок высокой точности.

В производстве штампованных поковок высокой точности основная роль принадлежит кривошипным горячештамповочным прессам (КГШП), имеющим устойчивую тенденцию к увеличению единичной мощности. Создание и совершенствование таких прессов потребовало проведения исследовательских и опытно-конструкторских работ в следующих основных направлениях:

- обеспечение прочности базовых деталей прессов,
- достижение необходимой жесткости системы пресс-штамп,
- обеспечение динамической устойчивости, надежности и долговечности.

Динамическая устойчивость обеспечивает повышение надежности и долговечности машин. Чем мощнее машина, тем более необходимо обеспечить ее безотказную работу и сохранить номинальные параметры, тем более необходимо проведение исследований основных влияющих факторов с целью обеспечения устойчивости ее системы в целом.

Целью работы является создание серии кривошипных горячештамповочных прессов номинальной силой 125 МН и разработка методики проектирования тяжелых КГШП на основе исследования их динамической устойчивости.

Методы исследования. Теоретические исследования динамических свойств выполнены с использованием универсальной динамической схемы и математической модели КГШП, разработанных на базе идеализированных масс, жесткостей и демпфирующих сил, путем составления дифференциальных уравнений движения и их решения численным интегрированием.

Расчетные значения деформаций элементов модели пресса получены путем математического моделирования контактного взаимодействия и напряженно-деформированного состояния единой системы деталей пресса и штампа, при эксцентричном нагружении ползуна с использованием программного комплекса МАКС и специализированного постпроцессора.

Экспериментальные исследования проводились с использованием элек-

им. Н. Э. Баумана

трических методов измерения механических величин с применением тензорезисторов, современных приборов, электронно-усилительной и регистрирующей аппаратуры. Объекты исследований: опытный образец КГШП модели K04.086.851 номинальной силой 125 МН в период освоения; КГШП модели KSP-1200 номинальной силой 120 МН с клиновым приводом ползуна ф. Ешписо, работающий на КАМАЗе в составе автоматической линии по производству коленчатых валов и балок передней оси; КГШП 125 МН, изготовленный ЗАО Тяжмехпресс и поставленный Нижегородскому автозаводу (ГАЗ) в составе автоматической линии.

Автор защищает: - перспективную конструкцию тяжелого КГШП;

- динамическую и математическую модели тяжелых КГШП с промежуточным валом, позволяющие определять нагрузки в деталях пресса;
- методику и результаты экспериментальных исследований реальных конструкций КГШП в производственных условиях;
- методику проектировочных и проверочных расчетов тяжелых КГШП номинальной силой 63-125 МН и размерный ряд тяжелых КГШП 63-160 МН.

Научная новизна.

1. Новая динамическая модель КГШП с промежуточным валом, состоящая из 5-ти массового поступательного и 8-ми массового крутильного (вращательного) контуров, отличающаяся:
 - более полным отображением конструкции пресса по количеству масс поступательного и вращательного контуров;
 - наличием уравнения связи, которое представляет собой кинематический момент $M_{кр}$ от силы на ползуне с учетом коэффициента трения;
 - введением технологической нагрузки через жесткость поковки в функции пути ее деформирования;
 - способом введения зазоров в каждое кинематическое соединение через приравнивание нулю жесткости связи;
 - алгоритмом решения системы дифференциальных уравнений.
2. Расчет по методу конечных элементов (МКЭ) модели контактного взаимодействия деталей системы пресс-штамп, выполненный при эксцентричном нагружении.
3. Экспериментальные исследования КГШП, осуществляемые в произ-

водственных условиях при одновременной записи моментов с эксцентрикового и промежуточного валов соответственно $\varnothing 800$ мм и $\varnothing 550$ мм.

2. Экспериментальные графики технологической нагрузки при штамповке коленчатого вала массой 130 кг и балки передней оси массой 96 кг грузового автомобиля КАМАЗ, полученные на прессе KSP-1200.

3. Методика проектного и проверочного расчетов тяжелых КГШП номинальной силой 63-125 МН и размерный ряд тяжелых КГШП 63-160 МН.

Практическая ценность и реализация результатов работы заключается в:

- выборе перспективной конструкции тяжелого КГШП, содержащей двухшатунную подвеску ползуна рамной конструкции со встроенным механизмом регулировки, разгруженный от массы муфты эксцентриковый вал, уравниватель ползуна с отсечкой для уравнивания инерционных сил с целью выбора зазоров, а также систему принудительной жидкой циркуляционной смазки;
- разработке научно-обоснованной методики проектного и проверочного расчетов тяжелых КГШП и создании размерного ряда тяжелых КГШП;
- практическом внедрении тяжелых КГШП, – номинальной силой 80 МН (два прессы) и номинальной силой 125 МН (восемь прессов), - в производство, как в России, так и за рубежом (США, Корея, Мексика, Китай, Индонезия).

Апробация работы. Основные положения работы доложены и обсуждены на:

- заседании IV научной сессии РАН “Проблемы повышения эффективности технологических процессов в заготовительных производствах” (МГТУ им. Н.Э.Баумана), апрель 1998 г.;
- техническом совете завода ТМП 21 октября 1999 года
- международной конференции “Ресурсосберегающие технологии, оборудование и автоматизация штамповочного производства” (Тульский государственный университет), ноябрь 1999 г.;
- заседании научного семинара кафедры МТ-6 МГТУ им. Баумана, декабрь 1999 г.

Публикации. Основное содержание диссертации изложено в 7 печатных работах.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, основных результатов и выводов, списка литературы из 224 наиме-

новых. Работа выполнена на 166 страницах машинописного текста, содержит 108 рисунка, 46 таблиц и 42 страницы приложений.

КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении с учетом нынешнего состояния российской экономики обосновывается актуальность темы, а также формулируются цель и основные направления исследований.

Первая глава содержит обзор развития конструкций и конструктивных схем КГШП зарубежных и отечественных производителей. Проведено сопоставление конструктивных схем КГШП, в наибольшей степени соответствующих технологическому назначению и условиям эксплуатации этого вида горячештамповочного оборудования с использованием конкурентоспособности в качестве критерия для оценки.

Рассмотрены конструктивные схемы всех известных до настоящего времени моделей КГШП номинальной силой свыше 80 МН и установлена их взаимосвязь с производственными условиями каждого конкретного производителя. В этих КГШП применяют исключительно конструктивные схемы, проверенные в условиях промышленной эксплуатации прессов меньшей мощности, и, поэтому, целесообразно прежде всего рассматривать эти схемы в качестве основы при создании более мощных КГШП.

Особенности конструктивных схем связаны с использованием принципиально различающихся главных исполнительных механизмов КГШП. Проведен анализ этих механизмов, как основы конструкции, с позиций устойчивости ползуна при его эксцентричном нагружении, жесткости системы пресс-штамп и затрат инвестиционного и эксплуатационного характера. При этом доказана нецелесообразность дополнительных передаточных элементов в силовой цепи прессы и неэффективность дальнейшего наращивания жесткости КГШП сверх величин, достигнутых в конструкциях современных отечественных КГШП.

Выработана концепция тяжелых КГШП, как специализированных машин, но с технологическими возможностями, расширенными в той степени, которая потребна для эффективного использования прессов в течение всего срока их службы. Показана логическая взаимосвязь в цепи: производственные ус-

ловия - философия производителя - концепция КГШП – конструктивная схема пресса, с учетом которой обосновывается предпочтительность конструктивной схемы тяжелых КГШП с центральным кривошипно-шатунным механизмом, имеющим два отдельных шатуна, с механизмом регулирования штамповой высоты, размещенным в ползуне и с системой циркуляционной жидкой смазки всех подшипников главного исполнительного механизма.

Проведен анализ современного состояния теории и методов расчета кривошипных прессов и, особенно, КГШП с учетом работ отечественных специалистов в области динамики КГШП.

В результате анализа основных направлений развития конструкций КГШП и, в частности, тяжелых КГШП, а также состояния теории и методов проекторочного расчета установлено, что основными требованиями, которым должны удовлетворять тяжелые КГШП являются:

- устойчивость передачи силы деформирования, необходимой для нормального течения технологического процесса, без появления перегрузок, могущих вызвать поломки узлов и деталей КГШП и нарушение точностных показателей;
- устойчивость передачи эффективной энергии при минимизации ее потерь;
- обеспечение заданного уровня производительности штамповки, без дополнительных простоев, связанных с отказами в работе отдельных узлов и механизмов.

В связи с этим целью теоретического исследования является отработка методики расчета действительных нагрузок в элементах конструкций тяжелых КГШП при выполнении технологической операции с учетом влияния зазоров в кинематических парах пресса, закладываемых в конструкцию или появляющихся в результате эксплуатации.

При этом сформулированы следующие задачи исследования:

- а) разработка расчетной схемы и динамической модели тяжелых КГШП;
- б) составление математической модели в виде системы дифференциальных уравнений движения, алгоритма и программы для их численного решения;
- в) теоретическое и экспериментальное исследование динамических нагрузок элементов пресса с учетом влияния величин масс, моментов инерции и жесткостей;
- г) теоретическое исследование влияния зазоров в кинематических парах;

д) теоретическое исследование влияния кинематических перемещений, скорости и условий трения в кривошипно - шатунной группе на величины динамических нагрузок элементов пресса;

е) разработка методики проектирования и размерного ряда тяжелых КГШП.

Глава 2 посвящена технологическому обоснованию конструкции и месту тяжелых КГШП в общем ряду. Предложена классификация по главному параметру КГШП – номинальной силе:

- легкие КГШП – прессы $6,3 \div 16$ МН, предназначенные для изготовления поковок весом, приблизительно, до 5 кг, имеющие массу около 100 тонн;
- КГШП средней силы – прессы $20 \div 50$ МН, на которых могут изготавливаться поковки массой порядка до 40 кг и масса которых не превышает 450 тонн;
- тяжелые КГШП – прессы $63 \div 160$ МН для производства поковок массой свыше 50 кг и собственной массой более 500 тонн.

Отработаны и апробированы следующие конструктивные решения:

- Эксцентриковый вал с двумя мотылевыми шейками связан с ползуном двумя отдельными шатунами. Бронзовые подшипники эксцентрикового вала расположены в отъемных буксах и длина их выбрана таким образом, чтобы опорные реакции проходили вблизи центра тяжести сечения стойки.
- Система жидкой циркуляционной смазки кривошипно-шатунной группы, подшипников промежуточного вала, зубчатого зацепления. Применение жидкой смазки и особой конструкции подшипниковых узлов позволило резко снизить потери на трение и свести к минимуму вероятность заклинивания пресса.
- Нижние головки шатунов соединены с ползуном трехопорной осью и промежуточными эксцентриковыми втулками. Изменение закрытой высоты пресса достигается разворотом эксцентриковых втулок относительно оси, осуществляемым рычажно-винтовой парой. Механизм изменения закрытой высоты расположен в ползуне, а привод механизма, вращающий винтовую пару, неподвижно размещен на станине и соединён с винтовой парой при помощи качающегося рычага с шестернями. Система отсчета позволяет выполнять регулировку закрытой высоты с точностью 0,1 мм и транслировать её фактическую величину на главном пульте управления пресса.

- С целью повышения долговечности эксцентрикового вала, его бронзовых подшипников и обеспечения точности зубчатого зацепления, эксцентриковый вал разгружен от веса зубчатого колеса и муфты, которые размещены на удлиненной части правой буксы соосно с валом.
- В прессах использованы уравниватели с отсечкой полости уравнивателя от ресивера на определенном пути ползуна, что позволило получить уравниватель с переменной грузоподъемностью, это дает возможность уравновесить не только массу ползуна, но и силы инерции.
- На прессах применены система безударного включения муфты, беззачерпное бесшпоночное соединение ступицы муфты с эксцентриковым валом; контроль за температурой основных подшипников, гидравлическое приспособление для контролируемой затяжки станины и вывода пресса из заклинивания.

Глава 3 посвящена теоретическим исследованиям нагруженного состояния элементов пресса при выполнении им технологической операции поскольку пресс на этом этапе машинного времени воспринимает максимальные внешние нагрузки.

С этой целью были разработаны расчетная схема и динамическая модель КГШП с промежуточным валом (рис 1.). При разработке модели приняты следующие допущения: инерционные свойства модели отображены массами и моментами инерции, сосредоточенными в соответствующих точках или сечениях, и соединенными безинерционными и упруго-диссипативными связями. Механическая система пресса принята несвободной, неконсервативной, стационарной и голономной. Представленная динамическая модель включает в себя два колебательных контура: поступательный и крутильный. Поступательный контур представляет собой пяти-массовую колебательную систему с поступательным перемещением масс: ползуна - m_1 ; эксцентрикового вала (при изгибе) - m_2 ; верхней части пресса - m_3 ; нижней части - m_4 ; фундамента - m_5 . Вращательный контур - это восьми-массовая колебательная система, в которую входят: моменты инерции дисков тормоза - J_1 ; эксцентриков - J_2 ; колеса эксцентрикового вала - J_3 ; шестерни промежуточного вала - J_4 ; маховика - J_5 ; ведомых частей муфты - J_6 ; ступицы маховика - J_7 ; шкива - J_8 . Все массы и моменты инерции связаны между собой упру-

гими безинерционными связями. Поступательный и крутильный контуры соединены в единую колебательную систему передаточной функцией кривошипно-шатунного механизма.

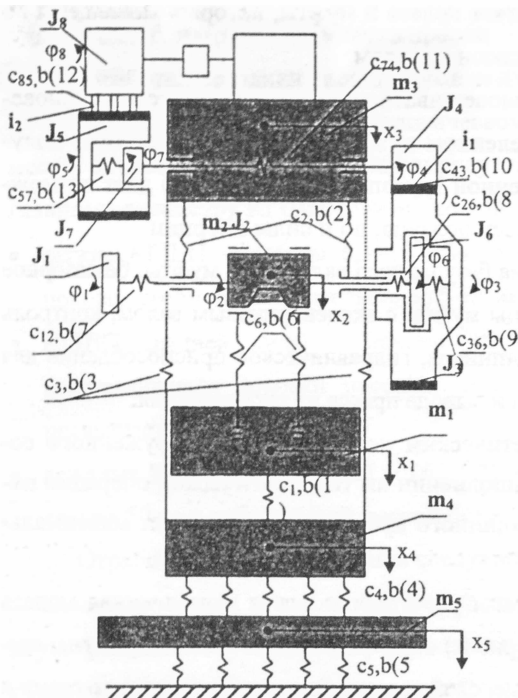


Рис. 1. Расчетная схема динамической модели КГШП номинальной силой 125МН.

шатунного механизма.

Принимая за начало отсчета крутильной системы угол поворота эксцентрикового вала и для поступательной системы нейтральное положение центра каждой из масс в момент касания ползуном заготовки, получим на основании закона движения Ньютона, в соответствии с принципом Д'Аламбера совместную систему дифференциальных уравнений движения, включающую в себя уравнение связи крутильного и поступательного контуров, являющееся передаточной функцией кривошипно-шатунного механизма $M_2 = f(P_m)$, где M_2 - момент на эксцентрикe,

возникающий в результате действия силы P_m на шатун.

Внешний нагружающий импульс представлен как график зависимости сопротивления заготовки деформированию P_0 в функции величины ее пластической деформации x_0 ($P_0 = c_0(x_0)$), а не от времени или угла поворота кривошипа, т.е. величина пластической деформации заготовки равна абсолютному перемещению ползуна с учетом его кинематического перемещения в сумме с перемещениями за счет деформации элементов пресса, что позволяет получить характер изменения силы на ползуне по времени и его трансформирование в момент на эксцентрикe по углу поворота кривошипа α как результат решения задачи. Задание произвольных заранее известных законов изменения силы и момента здесь исключены.

Решение системы дифференциальных уравнений осуществлялось с по-

мощью алгоритма, позволяющего проводить итерационный процесс исходя из допущений постоянства угловой скорости эксцентрикового вала ω_2 на каждом бесконечно малом промежутке времени Δt в процессе деформирования.

$$\begin{aligned} \Delta \alpha^{i+1} &= \omega_2^i \Delta t; & \alpha_{n+1}^i &= \alpha^i - \Delta \alpha^{i+1}; \\ l_{nk}^{i+1} &= l_{nk}^i + (V_n^i - V_k^i) \Delta t & \varphi_{nk}^{i+1} &= \varphi_{nk}^i + (\omega_n^i - \omega_k^i) \Delta t \\ P_{nk}^{i+1} &= P_{nk}^i + c_{nk}^{i+1} l_{nk}^{i+1} & M_{nk}^{i+1} &= M_{nk}^i + c_{nk}^{i+1} (\omega_n^i - \omega_k^i) \Delta t \\ a_k^{i+1} &= \left(\sum_j P_{jk}^{i+1} \right) / m_k & \varepsilon_k^{i+1} &= \left(\sum_j M_{kj}^{i+1} \right) / J_k \\ V_j^{i+1} &= V_j^i + a_j^{i+1} \Delta t & \omega_j^{i+1} &= \omega_j^i + \varepsilon_j^{i+1} \Delta t \\ x_j^{i+1} &= x_j^i + V_j^{i+1} \Delta t & \varphi_j^{i+1} &= \varphi_j^i + \omega_j^{i+1} \Delta t \end{aligned}$$

Принимая во внимание, что жесткости c_{nk} соединений элементов не всегда линейны и при этом в соединениях возможны зазоры Δ_{nk} , жесткости и зазоры для каждого шага итерации вычисляются следующим образом:

$$c_{nk}^i = \begin{cases} c_{nk}^{эфф}; & |l_{nk}^i| > m_{nk} \sqrt{\frac{P_{нел}}{a_{nk}}} + \Delta_{nk} \\ m_{nk} a_{nk} (l_{nk}^i + \Delta_{nk})^{m_{nk}-1}; & \Delta_{nk} < |l_{nk}^i| < m_{nk} \sqrt{\frac{P_{нел}}{a_{nk}}} + \Delta_{nk} \end{cases}$$

где: при $P_{nk}^{нел} = 0$ $m_{nk} = 1$, $a_{nk} = c_{nk}^{общ} = c_{nk}^{эфф}$; иначе при $P_{nk}^{нел} \neq 0$

$$m_{nk} = \frac{P^{ном}}{P_{nk}^{нел}} c_{nk}^{эфф} \left(\frac{1}{c_{nk}^{общ}} - \frac{1}{c_{nk}^{эфф}} \left(1 - \frac{P_{nk}^{нел}}{P^{ном}} \right) \right), \quad a_{nk} = \frac{P_{nk}^{нел}}{(P_{nk}^{нел})^{m_{nk}}} / \left(\frac{1}{c_{nk}^{общ}} - \frac{1}{c_{nk}^{эфф}} \left(1 - \frac{P_{nk}^{нел}}{P^{ном}} \right) \right)^{m_{nk}}$$

Принятые обозначения: α - угол поворота кривошипа, Δt - шаг итерации, $C_{nk}^{эфф}$, $C_{nk}^{общ}$ - эффективная и общая жесткости деформирования, Δ_{nk} - зазор в соединении n -го и k -го элементов, $P^{ном}$ - номинальная сила, $P_{nk}^{нел}$ - максимальное значение силы на участке с нелинейной жесткостью, V_i , a_i - скорости, ускорения поступательно движущихся масс, ω_j , ε_j - крутильные (угловые) скорости, ускорения вращающихся частей, l_{nk} , P_{nk} , φ_{nk} , M_{nk} - деформации, силы, угловые перемещения, моменты в соединениях, R - радиус кривошипа.

В разделе, посвященном математическому моделированию контактного взаимодействия и напряженно - деформированного состояния системы прессы и штампа, приведен результат расчетного исследования МКЭ КГШП 125МН при внецентренном в направлении слева - направо технологическом

нагружении номинальной силой при эксцентриситете вправо 0,26 м (12,3% соответствующего размера рабочей плоскости подштамповой плиты) и опрокидывающем моменте на ползуне 35 МНм. Расчет проведен при максимальных значениях проектных зазоров в контактных стыках деталей исполнительного механизма и суммарном зазоре 0,8 мм в направляющих ползуна. Получены данные по распределению силовых потоков в деталях исполнительного механизма и станины по левой и правой половинам пресса, при этом усилия в правом и левом шатунах отличаются в 1,6 раза.

Расчетное значение вертикальной жесткости пресса, определенное по центрам рабочих плоскостей над- и подштамповой плит (19,23 МН/мм), хорошо согласуется с соответствующим экспериментальным значением (19,75 МН/мм). Приведен баланс вертикальной деформации деталей пресса, а полученные расчетом по МКЭ величины жесткости деталей использовались при создании динамической модели пресса.

Проведенный анализ составленного по результатам расчета по МКЭ баланса угловой деформации деталей пресса показал, что более четверти угловой деформации приходится на ползун вследствие его поворота в зазорах в направляющих станины, деформации направляющих, жесткости пальца шатуна в сечениях, работающих на сдвиг. Существенны (17...20%) доли угловых деформаций шатунов, стола, эксцентрикового вала. В целом, расчетно-экспериментальные, в том числе предпроектные, исследования позволили получить при угловой деформации 0,85 мм/м угловую жесткость пресса 39,91 МНм/мм/м. Сопоставление с зарубежными экспериментальными данными (для прессов 6,3...63 МН перекося рабочих поверхностей штамповой зоны 0,58...2,73 мм/м) указывает на высокую угловую жесткость исследуемого пресса.

В четвертой главе изложена методика экспериментальных исследований тяжелых КТШП, дано описание разработанных и использованных методов, датчиков, приборов и схем их подключения. Приведены результаты экспериментальных исследований КТШП силой 125 МН при прямо-сдаточных испытаниях на заводе-изготовителе и в условиях эксплуатации на Н.Новгородском автозаводе и номинальной силой 120 МН ф. Еиписо на Камском автозаводе. Экспериментальные

исследования проводились с целью проверки работоспособности пресса, получения опытных кинематических, динамических и энергосиловых параметров для сопоставления их с результатами теоретического исследования и определения технологических возможностей КГШП 125 МН.

Проведенные статические исследования и сравнение жесткостных параметров тяжелых КГШП с различными кинематическими схемами исполнительных механизмов показали удовлетворительные результаты: суммарная жесткость КГШП модели К04.086.851 находится на уровне жесткости КГШП модели КSP-1200 и максимальных рекомендуемых значений $2,0\sqrt{P_n}$ МН/мм, а полученные экспериментальные значения податливости КГШП модели К04.086.851 (при суммарной упругой деформации 6,28 мм и по элементам: ползун-эксцентрик-овый вал – 1,29 мм, прогиб эксцентрикового вала с опорами – 2,03 мм, деформация станины – 2,96 мм) имеют удовлетворительное совпадение с расчетными значениями.

При динамических исследованиях на КГШП модели К04.086.851 получены осциллограммы с одновременной записью моментов на эксцентриковом и промежуточном валах, силы нагружения пресса, угловой скорости маховика, угла поворота эксцентрикового вала (рис. 2).

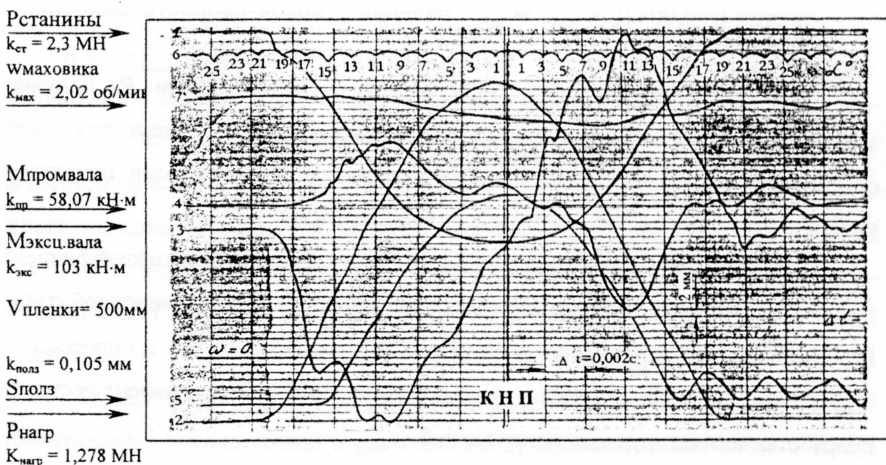


Рис. 2. Осциллограмма при $P_{нагр}^{max} = 124 \text{ МН}$ и $n_{пресса} = 31 \text{ х/мин}$

Расшифровка этой осциллограммы (рис. 3.а) и сравнение экспериментальных данных с расчетными (рис. 3.б) показали удовлетворительную сходимость результатов, как по характеру изменения параметров, так и по их величине.

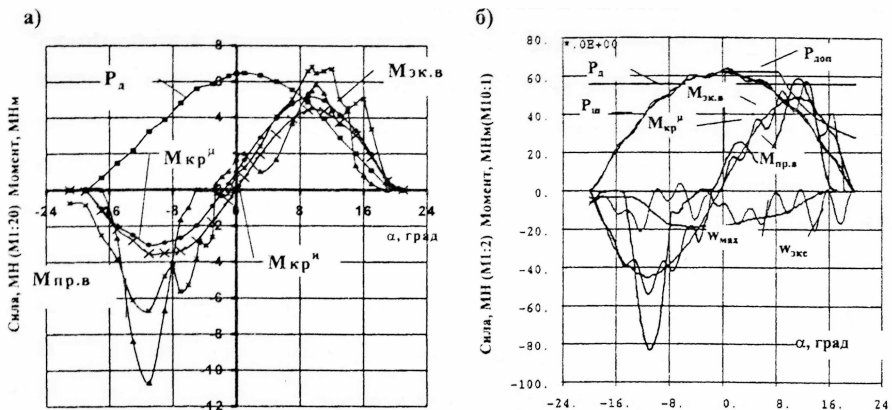


Рис. 3. Расшифровка осциллограммы рис. 2 (а) и расчетные графики нагружения (б) при условиях нагружения, соответствующих осциллограмме.

Обозначения: P_d - сила нагружения пресса с помощью гидронагружателей; $P_{ш}$ - сила на шатуне, $P_{доп}$ - допустимая сила на ползуне, $M_{эк.в}$, $M_{пр.в}$ - момент на эксцентриковом и промежуточном валах; $M_{кр}^н$, $M_{кр}^μ$ - расчетный идеальный момент и с коэффициентом трения $\mu=0,0042$; $W_{маx}$, $W_{экс}$ - падения угловой скорости маховика и эксцентрика.

Методом “выбега пресса” при его нагружении усилием P_d получена зависимость максимальных значений параметров нагружения элементов пресса от скорости нагружения (рис. 4.а) и их сравнение с расчетными показывает удовлетворительную сходимость результатов (рис. 4.б).

Осциллограммы позволили определить значение приведенного коэффициента трения подшипников шатуна и коренных опор при жидкой циркуляционной смазке. Его величина, как полученная по характерным точкам ($\alpha^\circ \neq 0$), так и определенная энергетическими потерями, находится в диапазоне $0,002 \pm 0,005$ и зависит от степени приработки контактирующих поверхностей.

Специальные исследования методом “выбега маховика” позволили получить значения потерь на трение при холостых ходах. Работа трения под-

шипников муфты и промвала, клиноременной и зубчатой передачи при холостом вращении маховика на каждый ход пресса равна 70 кДж при моменте сопротивления вращению $1,9\text{--}2,0 \text{ кНм}$, приведенном к промежуточному валу. Полная работа одного холостого хода пресса $150\text{--}250 \text{ кДж}$ при моменте сопротивления вращению $8\div 1 \text{ кНм}$, также приведенному к промежуточному валу

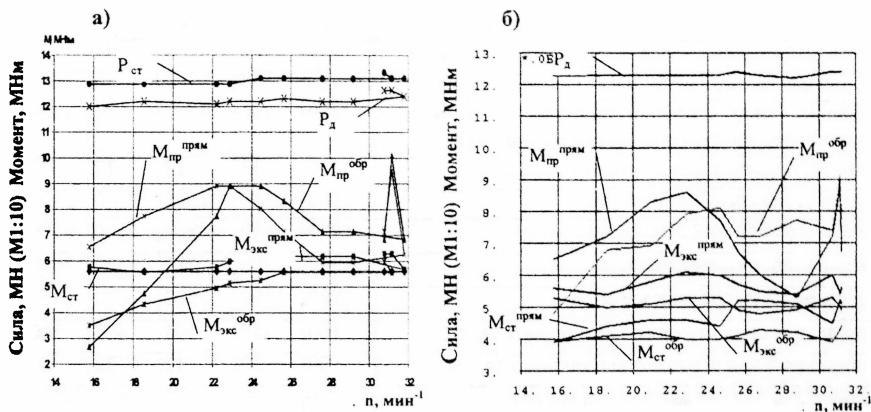


Рис. 4. Графики экспериментальных и расчетных значений максимальных усилий и моментов на эксцентриковом и промежуточном валах в функции скорости нагружения (числа ходов ползуна). Выбег пресса при нагружении 60 МПа (120 МН).

В пятой главе приведена разработанная по результатам теоретического исследования методика проектного расчета тяжелых КГШП, в основу которой закладывается технологическая операция, предполагаемая к выполнению на данном прессе, и выбранная конструктивная схема. Методика предусматривает определение силовых, энергетических и скоростных технологических параметров, определение основных конструктивных и геометрических параметров КГШП с учетом их автоматизации, а так же проверку динамических параметров на этапе проектирования. Здесь же приведен размерный ряд тяжелых КГШП, выполненный по результатам анализа, теоретических и экспериментальных исследований и расчетов по предлагаемой методике, а также результаты промышленного внедрения.

Размерный ряд технических параметров тяжелых КГШП

Наименование параметров и размеров	Нормы				
	63	80	100	125	160
Номинальная сила пресса, МН	63	80	100	125	160
Номинальная энергия при наибольшей частоте включений, кДж	800	1250	3125	5000	6300
Наибольшая масса типовой поковки, кг	55	85	120	170	250
Путь ползуна до его крайнего нижнего положения, на котором пресс развивает номинальную силу, мм	6,0	6,25	6,5	7,0	8,0
Ход ползуна, мм	460	480	500	520	540
Частота непрерывных ходов ползуна, мин ⁻¹ , не менее	40	40	36	32	28
Наибольшая частота одиночных включений, мин ⁻¹	12	8	6	6	5
Расстояние между столом и ползуном в его нижнем положении при верхнем положении регулировки, мм	1350	1590	1800	1800	1900
Размер регулировки между столом и ползуном, мм	10	13	17	17	20
Размеры стола слева направо, мм	2100	2160	2300	2700	2700
Размеры стола спереди назад, мм	1950	1950	2860	3100	3500
Размеры ползуна слева направо, мм	1900	1900	2210	2460	2650
Размеры ползуна спереди назад, мм	1680	1800	2500	2680	3450
Номинальная сила верхнего выталкивателя, кН	160	350	400	400	500
Номинальный ход верхнего выталкивателя, мм	30	30	32	32	60
Номинальная сила нижнего выталкивателя, кН	600	600	600	600	700
Номинальный ход нижнего выталкивателя, мм	30	40	60	60	60
Ширина бокового окна, мм	1100	1100	1560	1650	1800
Высота бокового окна, мм	1570	1570	1800	1800	2000

ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

1. Разработанная перспективная конструкция КГШП обеспечила решение проблемы устойчивой передачи силы и энергии и достижение заданного уровня производительности пресса путем применения:

- центрального кривошипно-шатунного исполнительного механизма с двумя отдельными шатунами и циркуляционной системы централизованной жидкой смазки всех его подшипников;
- разгруженного от влияния масс зубчатого колеса и муфты эксцентрикового вала;
- ползуна рамной конструкции с развитыми по высоте направляющими с механизмом дистанционного регулирования величины штамповой высоты;
- системы динамического уравнивания ползуна, базирующейся на отсечке выхода воздуха из уравнивателя в ресивер перед нагружением;
- системы безударного двухступенчатого включения муфты;
- разъемной конструкции станины с размещением поверхностей для направ-

ляющих ползуна и расточек для корпусов подшипников обоих валов в одних и тех же элементах-стойках.

2. Установлены величины действующих сил и моментов при использовании предложенной динамической модели, содержащей пять поступательных и восемь вращательных масс, соединенных упругими безинерционными и упруго-диссипативными связями.

3. В разработанном алгоритме решения дифференциальных уравнений, описывающих динамическую модель, внешний нагружающий импульс от сопротивления поковки в функции величины ее пластической деформации представлен зависимостью от жесткости поковки по пути перемещения ползуна, чем обеспечено соответствие подлинной схеме нагружения и повышение точности расчета.

4. Полученные при исследовании динамической модели величины действующих сил и моментов подтверждены качественно и количественно экспериментальными исследованиями процесса нагружения КГШП 125 МН. Относительная погрешность расчетных и экспериментальных значений не превышает 7% для сил, воспринимаемых станиной, и 11 и 13% соответственно для моментов на эксцентриковом и промежуточном валах.

5. Определены баланс жесткости системы “пресс-штамп” и величины вертикальных деформаций системы в целом и ее элементов, которые характеризуются достаточной сходимостью с экспериментальными данными и составляют : для системы в целом – 6,60 и 6,48 мм, для эксцентрикового вала – 1,35 и 2,03 мм, для шатунов-ползуна – 1,50 и 1,49 мм, для прогиба стола – 1,50 и 0,67 мм, для станины 2,15 и 2,96 мм. Впервые теоретически и экспериментально определена угловая деформация, приведенная к плоскости стола прессы, составившая 0,85 и 1,21 мм/м.

6. Экспериментально получены графики “силы деформирования – ход деформирования” при штамповке поковок коленчатого вала массой 130 кг и балки передней оси массой 96 кг грузового автомобиля КАМАЗ на КГШП силой 120МН, позволяющий прогнозировать необходимые силовые и энергетические характеристики прессов для горячей штамповки еще более крупных поковок.

7. Предложена методика проектных и проверочных расчетов тяжелых КГШП, апробированная на КГШП 80 и 125МН последних моделей.

8. Выбранная и отработанная конструктивная схема тяжелых КГШП реализована в конструкциях прессов 63...125МН, производимых ЗАО Тяжмехпресс,

что обеспечило этим конструкциям высокую конкурентоспособность на мировом рынке: доля изготовленных на ЗАО Тяжмехпресс тяжелых КГШП в имеющемся во всем мире парке КГШП номинальной силой свыше 80МН составляет 47%, а в выпуске таких прессов за последние 15 лет – 100%.

Литература, освещающая основные положения работы.

1. Крук А.Т. Экспериментальные исследования некоторых параметров опытного образца КГШП модели КБ8546 // Машины и автоматизация кузнечно-штамповочного производства: Сб.- Москва: ВЗМИ.- 1984.- С.69-74.
2. Крук А.Т. Математическое моделирование, кривошипного горячештамповочного пресса с номинальной силой 125МН // Ресурсосберегающие технологии, оборудование и автоматизация штамповочного производства: Международная конференция. Тула.- 1999.- С. 56-57.
3. Крук А.Т., Федоркевич В.Ф. Штамповка фланцев трубопроводов на тяжелых кривошипных горячештамповочных прессах //Кузнечно-штамповочное производство.- 1999.- №6.- С. 35-40.
4. Крук А.Т., Федоркевич В.Ф. К выбору концепции тяжелых кривошипных горячештамповочных прессов //Кузнечно-штамповочное производство.- 1999.- № 7.- С. 36-39.
5. Крук А.Т., Дибнер Ю.А. Опыт разработки конструкции кривошипного горячештамповочного пресса усилием 125МН и проблемы создания более тяжелых машин // Кузнечно-штамповочное производство.- 1999.- № 12.- С. 32-36.
6. Ланской Е.Н., Соков В.И., Крук А.Т. О динамических нагрузках в элементах КГШП при выполнении технологических операций //Кузнечно-штамповочное производство.- 1983.- № 3.- С. 28-32.
7. Сафонов А.В., Крук А.Т. К вопросу определения жесткости кривошипных горячештамповочных прессов // Вестник МГТУ. Машиностроение.- 1998.- №2.- С. 73-83.