

М 286 535

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Министерство высшего и среднего специального образования СССР
Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

Носков Геннадий Прокопьевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПРИВОДЕ
КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ

Специальность 01.02.06 – Динамика, прочность
и надежность машин, приборов и аппаратуры

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

Москва, 1976

Министерство высшего и среднего специального образования СССР
Московское ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени
высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

На правах рукописи

Носков Геннадий Прокопьевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ПРИВОДЕ
КРИВОШИПНЫХ ПРЕССОВ

Специальность 01.02.06 – Динамика, прочность
и надежность машин, приборов и аппаратуры

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

Москва, 1976

М 286535

НТБ МГТУ им. Н.Э.Баумана



1286535

Носков Г.П. Исследование д

Работа выполнена в Экспериментальном научно-исследовательском институте кузнечно-прессового машиностроения-ЭНИКМАШе

Научный руководитель - кандидат технических наук,
доцент В.П. ВЯТКИН

Научный консультант - кандидат технических наук,
доцент Э.Ф. БОГДАНОВ

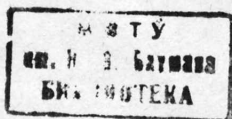
Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Е.Н. ЛАНСКОЙ,
кандидат технических наук,
доцент Ф.Р. ГЕЕКЕР

Ведущее предприятие - Воронежский ордена Ленина завод
тяжелых механических прессов

Защита диссертации состоится " " 1976 г.
на заседании специализированного Совета по динамике и прочности машин Московского ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшего технического училища им. Н.Э.Баумана по адресу: 107005, Москва, Б-5, 2-я Бауманская, 5.

Ваши отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, просим высылать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке училища.



Ученый секретарь Совета
канд. техн. наук, доцент

А.А. ПОЖАЛОСТИН

Актуальность проблемы. В настоящее время расчеты на прочность деталей кузнечно-прессовых машин выполняются из условия статического нагружения. Влияние динамики в расчетных формулах зачастую учитывается коэффициентами, которые вносят поправку только в величину нагрузок. Вместе с тем, целый ряд экспериментальных исследований, выполненных разными авторами, показывает, что действительные нагрузки в деталях прессы часто отличаются от подсчитанных из условия статического нагружения не только по величине, но и по характеру изменения, что является причиной преждевременного выхода из строя дорогостоящих деталей. На основании таких исследований Н.Д.Кулаков предлагает цикл касательных напряжений при расчете промежуточных валов кривошипных горчестамповочных прессов считать асимметричным с коэффициентом асимметрии, равным $-0,3 \div -0,5$. В.И.Власов асимметричность нагружения связывает с технологической операцией и рекомендует вводить коэффициент асимметрии в расчет прочности валов прессов, занятых на операциях вырубки. Однако в упомянутых работах коэффициенты асимметрии цикла нагружения и коэффициенты динамичности, полученные экспериментально, справедливы только для конкретных машин и, следовательно, не обладают общностью. В этой связи приобретают важность обоснованные расчетные методы определения как величины динамических нагрузок, так и характера их изменения.

Цель работы заключается в теоретическом и экспериментальном исследовании величины и характера изменения динамических нагрузок, действующих в деталях закрытых кривошипных прессов при выполнении технологических операций, в зависимости от типа выполняемой технологической операции, величины зазоров в соединениях деталей привода, числа ходов ползуна в единицу времени, инерционно-жесткостных параметров привода и разработке методики моделирования процесса нагружения деталей таких прессов на участке хода ползуна под нагрузкой.

Методы исследования. В основу исследований положена обобщенная расчетная модель кривошипного прессы, отражающая его основные конструктивные особенности, которая постепенно упрощалась. Расчет динамических нагрузок и исследование влияния отдельных параметров на их величину и характер изменения вы-

полнены с помощью ЭЦВМ "МИР-1". Экспериментальные значения нагрузок получены методом электрического тензометрирования. Расчетные значения нагрузок достаточно хорошо согласуются с экспериментальными как по величине, так и по характеру изменения.

Научная новизна заключается в разработке методики расчета динамических нагрузок в деталях кривошипных прессов, позволяющей моделировать процесс нагружения основных деталей при выполнении технологической операции.

Практическая ценность заключается в возможности оценки влияния отдельных параметров на величину и характер изменения динамических нагрузок в деталях прессы на стадии проектирования.

Реализация результатов работы. На базе выполненных исследований разработан и разослан заводам отрасли для использования руководящий технический материал по расчету динамических нагрузок, действующих в деталях кривошипных прессов при выполнении технологической операции.

По предлагаемой методике выполнен расчет динамических нагрузок, действующих в деталях прессов модели К3732 усилием 160 тс и модели К2034Б усилием 250 тс, выявлены причины перегрузок, даны рекомендации по уменьшению динамических нагрузок.

Апробация результатов работы. Основные положения работы и отдельные ее результаты доложены и обсуждены на заседании кафедры АМ-6 МВТУ им. Н.Э.Баумана, на ежегодных научно-технических конференциях Воронежского политехнического института в 1972-1974 гг., на технических советах воронежских заводов - тяжелых механических прессов и кузнечно-прессового оборудования им. М.И.Калинина.

По работе опубликовано 5 статей в журналах и тематических сборниках.

Объем работы 115 страниц машинописного текста, 34 листа графического материала. Библиография состоит из 93 наименований. Диссертация написана на русском языке.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ И ВВЕДЕНИЕ В РАБОТУ

Общие методы исследования динамики разработаны и освещены в трудах ученых: С.П.Тимошенко, С.Д.Пономарева, В.Л.Бидермана, Я.Г.Пановко, С.П.Стрелкова, И.М.Бабакова, А.П.Филиппова, С.Н.Кожевникова и др. Применению этих методов в исследовании динамики кузнечно-прессовых машин (КПМ) посвятили свои работы Я.М.Раскин, Е.Н.Ланской, Л.И.Живов, Г.А.Навроцкий, В.И.Власов, В.П.Вяткин, Н.Д.Кулаков, В.Я.Осинных, В.А.Иванов, В.В.Ковалев и др.

С точки зрения динамики кривошипная кузнечно-прессовая машина представляет собой сложную механическую систему, элементы которой кроме перемещений, обусловленных кинематикой машины совершают линейные, изгибные и крутильные колебания. Составить расчетную модель такой системы, отражающей все ее особенности, практически невозможно, поэтому при исследовании динамики КПМ используют упрощенные модели, которые отражают в какой-то мере только интересующий исследователя процесс. Часто они настолько упрощены, что с их помощью можно оценить только максимальные значения переменных величин (нагрузок, перемещений и пр.) и нельзя изучить характер их изменения на каждом режиме работы машины, от которого также зависит прочность деталей. Кроме того, при изучении динамических нагрузок, действующих в деталях привода, используются лишь линейные модели, которые не отражают явлений, связанных с наличием зазоров в соединениях, почти всегда имеющих в действительности.

В реферируемой работе на базе расчетных моделей, отражающих основные конструктивные особенности кривошипных прессов, исследованы динамические нагрузки, действующие в деталях привода на участке хода ползуна под нагрузкой в зависимости от различных параметров. Рассмотрено несколько различных по сложности расчетных моделей. Обоснована приемлемость упрощений, используемых при расчете крутящих моментов, действующих в деталях одностороннего привода при выполнении технологических операций. Рассмотрено влияние характеристики жесткости технологической операции, угловой скорости кривошипного вала, зазоров в соединениях деталей привода на величину и характер изменения динамических нагрузок.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Экспериментальные исследования выполнены на двух прессах усилием 630 тс, один из которых имеет привод с двумя зубчатыми передачами, второй — без зубчатой пары. Прессы имели регулируемое число ходов ползуна. В первом прессе число ходов ползуна могло изменяться ступенчато от 20 до 72 в минуту за счет сменной зубчатой пары, во втором — от 90 до 150 в минуту за счет сменного шкива электродвигателя.

Величина и характер изменения нагрузок определялись методом электрического тензометрирования. В каждом эксперименте регистрировались крутящий момент на кривошипном валу; крутящий момент на промежуточном валу; усилие, действующее на ползун; усилие в станине; угол поворота кривошипа; относительное угловое смещение кривошипного вала и ступицы зубчатого колеса. Кроме того, для оценки влияния пересопражнения поверхности зацепления в тихоходной зубчатой передаче, возникающего в результате наличия бокового зазора между нерабочими профилями зубьев, регистрировались сигналы с датчиков, наклеенных на зубьях колеса, нагружаемых при выполнении операции.

Нагружение прессов осуществлялось различными способами: путем осадки наборов крешеров, имитирующих операции типа "штамповка с предварительной осадкой", "окончательная штамповка", а также с использованием гидронагружателя и жестким ударом.

Для изучения влияния величины бокового зазора на величину и характер изменения динамических нагрузок в шпоночном соединении кривошипного вала с зубчатым колесом (соединение А) обеспечивался боковой зазор, величина которого регулировалась с помощью составной шпонки.

Оценка влияния исследуемых параметров на величину и характер изменения динамических нагрузок производилась путем сравнения последних со статическими, полученными также экспериментально. С этой целью в каждом эксперименте записывалось 6-8 осциллограмм, причем первые 3-4 — при номинальном числе ходов ползуна в единицу времени, следующие 3-4 — на выбеге маховика (после записи последней осциллограммы маховик останавливался). Нагрузки, подсчитанные по последней осциллограмме, можно считать статическими, поскольку силы инерции в этом случае пренебрежимо малы.

Отношение максимальных значений нагрузок, полученных при номинальной угловой скорости кривошипа и на выбеге маховика, названо коэффициентом динамичности нагрузок. Отношение максимальных отрицательных крутящих моментов к максимальным положительным названо коэффициентом асимметрии цикла нагружения.

Результаты экспериментальных исследований. Анализ осциллограмм, полученных в различных условиях нагружения пресса и на разных режимах работы, приводит к следующим результатам. При включении муфты в деталях привода возникают крутящие моменты, колебания которых к моменту начала выполнения технологической операции полностью затухают. На участке хода ползуна под нагрузкой на валы действуют различные по величине и характеру изменения крутящие моменты. При этом отношение динамических моментов на кривошипном и промежуточном валах не остается постоянным. Величина коэффициентов динамичности крутящих моментов на валах зависит от числа ходов ползуна в единицу времени, типа привода, характеристики жесткости технологической операции, величины угла α_0 , с которого начинается операция.

Так, на операциях типа "окончательная штамповка", которые характеризуются плавным изменением угла наклона касательной к характеристике жесткости, а также при нагружении пресса с использованием гидронагружателя и жестким ударом коэффициент динамичности момента на кривошипном валу трехвального привода в диапазоне чисел ходов ползуна от 0 до 72 в минуту не превышает значения 1,08 и вал может рассчитываться из условия статического нагружения. Коэффициент динамичности момента на промежуточном валу возрастает с увеличением числа ходов ползуна и при $n = 72$ в минуту достигает значений 1,6÷1,8. Изменяется и характер колебания момента. Если при $n = 72$ ход/мин имеется один максимум момента на участке хода ползуна до нижнего положения, то при $n = 22$ ход/мин количество локальных максимумов достигает 5÷6.

На операциях типа "прессование", характеристика жесткости которых аналогична диаграмме растяжения упруго-пластического тела, в приводе пресса, в том числе и на кривошипном валу, возникают крутящие моменты, совершающие колебания около статических значений с амплитудами, превышающими их в 1,55÷1,7 раза.

При разгрузке прессы, наступающей после прохождения ползуном нижнего положения, крутящие моменты меняют знак, т.е. валы на участке хода ползуна под нагрузкой испытывают знакопеременную нагрузку с коэффициентами асимметрии $a_T = -0,45 \div -0,5$.

При наличии зазора в соединении А картина нагружения совершенно иная. При выборе зазора наблюдается резкое увеличение крутящего момента M_{12} на кривошипном валу с последующим затуханием колебаний около статических значений. Коэффициент динамичности момента при этом $K_g^{12} = 1,45 \div 1,55$. Ввиду большой массы зубчатого колеса колебания крутящего момента на кривошипном валу почти не передаются на промежуточный вал. При разгрузке прессы в соединении А происходит перекладка зазора, так что к новому рабочему ходу система с зазором находится в исходном состоянии и при выполнении технологической операции картина нагружения повторяется.

Пересопряжение зазора в зубчатой паре происходит только в области малых значений крутящих моментов и не оказывает существенного влияния на величину и характер изменения динамических нагрузок в приводе прессы.

Важным динамическим параметром является угловая скорость ω кривошипного вала. Во всех рассмотренных случаях нагружения прессы независимо от наличия зазоров в соединениях с уменьшением ω коэффициенты динамичности нагрузок также уменьшаются.

Существенное влияние на величину динамических нагрузок оказывает конструкция привода. Так, коэффициент динамичности K_g^{12} крутящего момента M_{12} на кривошипном валу прессы, привод которого содержит только один (кривошипный) вал (маховик с муфтой расположены на консоли этого вала), при $n = 72$ ход/мин составляет $1,18 \div 1,23$, а при $n = 120 \div 150$ ход/мин - $1,3 \div 1,4$.

Усилие в станине исследуемых прессов во всех рассматриваемых случаях нагружения и во всем диапазоне чисел ходов ползуна отличается незначительно (в пределах 7-8%) от статических.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Методика определения динамических нагрузок. Моделирование процесса нагружения предусматривает построение расчетной модели, выбор которой не решается однозначно, но подчиняется двум условиям: во-первых, расчетная модель должна отражать процесс нагружения деталей привода с заданной точностью (например, с точностью экспериментально определяемых нагрузок); во-вторых, она должна быть достаточно простой. Очевидно, чтобы удовлетворить первому условию, требуется построить расчетную модель с учетом основных параметров, характеризующих данный тип машин, т.е. с учетом их основных конструктивных особенностей. Второе условие требует отказаться от параметров, несущественно влияющих на величину и характер изменения динамических нагрузок. В реферируемой работе соблюдение этих условий осуществляется следующим образом. На базе конструктивной схемы пресса строится его обобщенная расчетная модель с учетом основных конструктивных особенностей пресса. Затем в результате теоретических или экспериментальных обоснований несущественности тех или иных параметров расчетная модель упрощается.

К одной из основных особенностей кривошипных прессов относится то, что нагружение прессов происходит не под действием внешних сил, а в результате перемещения ползуна, встретившего на своем пути заготовку. Из этого следует, что после встречи ползуна с заготовкой система пресс-заготовка представляет единую механическую систему, и их следует рассматривать совместно. Возможность выделения внутренней силы такой системы к разряду внешних, т.е. представление этой силы функцией времени в каждом конкретном случае должна быть обоснована.

Другой особенностью кривошипных прессов является наличие в механической системе (кроме перемещений, обусловленных кинематикой привода) двух взаимосвязанных видов колебаний: крутильных колебаний деталей привода и линейных колебаний в направлении усилия деформирования заготовки, станины и ползуна. Эта особенность приводит к необходимости оценки влияния колебаний станины и ползуна в направлении усилия деформирования заготовки на величину и характер изменения динамических нагрузок в деталях привода.

К особенностям кривошипных прессов следует отнести и существенную величину суммарной деформации деталей пресса в направлении усилия деформирования при выполнении технологической операции. Для операций с максимумом усилия в конце хода ползуна этот параметр является одним из определяющих величину коэффициента асимметрии цикла нагружения детали привода крутящими моментами. Кроме того, экспериментальные исследования показали, что расчетная модель должна учитывать зазоры в соединениях деталей привода.

С учетом отмеченных выше конструктивных особенностей построена обобщенная модель кривошипного пресса. Упругие свойства валов привода, станины, шатуна и инструмента схематизированы пружинами, а инерционные свойства маховика, зубчатых колес, муфты, кривошипа, ползуна и станины — сосредоточенными массами.

Движение элементов расчетной модели описывается системой дифференциальных уравнений Лагранжа II рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = Q_i, \quad (I)$$

где T, Π — кинетическая и потенциальная энергии системы;

q_i, Q_i — обобщенные координаты и обобщенные неконсервативные силы.

В качестве обобщенных координат приняты абсолютные перемещения сосредоточенных масс. Начало координат определено в момент встречи ползуна с заготовкой. Принято, что до этого момента времени перемещения элементов механической системы обусловлены кинематикой привода, а составляющие колебания равны нулю.

Выражение потенциальной энергии в зависимости от обобщенных координат составлено с учетом условия совместности деформации силовой системы в направлении усилия деформирования, которое заключается в равенстве кинематически заданного перемещения ползуна в каждый момент времени сумме абсолютных деформаций заготовки, инструмента, шатуна и станины.

При формализации процесса нагружения учтено, что в результате колебания элементов пресса в системе инструмент-заготовка может происходить кратковременная частичная разгрузка.

Значения коэффициентов жесткости валов привода, станины, шатуна и инструмента, а также характеристика жесткости технологической операции получены экспериментально.

Крутящие моменты, передаваемые соединениями деталей привода, имеющими зазор, подсчитываются по разным формулам в зависимости от того, выбран зазор или нет. Крутильный удар, которым сопровождается выборка зазора, принят абсолютно неупругим.

Система уравнений (I), составленная с учетом перечисленных особенностей, представляет собой математическую модель процесса нагружения деталей прессы на участке хода ползуна под нагрузкой. Решения этой системы уравнений определяют деформации элементов расчетной модели, а произведения их на соответствующие коэффициенты жесткости дают зависимость нагрузок в деталях прессы от времени.

Упрощение обобщенной расчетной модели. Система уравнений, описывающая движение элементов обобщенной расчетной модели, является нелинейной, довольно громоздкой, решение которой нельзя найти в аналитическом виде. Получение решений методами численного интегрирования такой системы возможно, но целесообразно только в том случае, когда более простые системы описывают величины и характер изменения динамических нагрузок на рассматриваемом участке с недостаточной точностью.

В работе упрощение расчетной модели выполнено двумя путями: экспериментальным обоснованием несущественности влияния отдельных параметров прессы на динамику привода и последовательной оценкой соответствующих нагрузок, полученных из решений систем уравнений, описывающих движение упрощенной модели и модели, содержащей упрощающий фактор, с последующим сравнением их с экспериментальными нагрузками.

Экспериментально показано, что при выполнении технологической операции крутящие моменты в приводе прессы при включенном и выключенном электродвигателе одинаковы, а пересопряжение зазоров в зубчатой паре происходит только в области малых значений крутящих моментов. Это позволяет предположить, что равенство нулю крутящего момента, передаваемого от электродвигателя на маховик, и зазоров между нерабочими профилями зубьев зубчатых пар не приводит к большой погрешности в расчете нагрузок. Действительно, величина и характер изменения динами-

ческих нагрузок в приводе пресса, полученные из решений соответствующих систем уравнений на ЭВМ "МИР-1" без учета этих параметров, достаточно хорошо согласуются с экспериментальными.

Дальнейшие упрощения показали, что в исследуемых и аналогичных им по соотношению масс и жесткостей прессах динамику привода можно рассматривать без учета колебаний ползуна и станины. Однако расчетная модель должна учитывать податливость силовой системы пресса в направлении усилия деформирования и действительную характеристику жесткости технологической операции.

С помощью такой расчетной модели (без учета момента, развиваемого электродвигателем; зазоров в зубчатой паре и ее податливости; колебаний ползуна и станины) выполнен анализ влияния на величину и характер изменения крутящих моментов характеристики жесткости технологической операции и величины зазоров в соединениях сосредоточенных масс с валами. Показано, что при выполнении различных операций возникают различные динамические нагрузки в деталях привода. Так, при $n = 72$ ход/мин на операциях типа "окончательная штамповка" и "штамповка с предварительной осадкой" крутящий момент на кривошипном валу практически можно рассчитывать исходя из условия статического нагружения, приемный и промежуточный вал перегружены по сравнению со статическим нагружением в 1,5-1,8 раза. При выполнении на рассматриваемом прессе операций типа "прессование" кривошипный вал уже нельзя рассчитывать без учета динамики, поскольку динамический крутящий момент превышает статический в 1,55-1,7 раза.

При наличии боковых зазоров в соединениях деталей привода крутящие моменты совершают колебания с затухающей амплитудой, причем при определенных значениях величины зазора первая амплитуда превышает максимальное значение статического момента, определяемого технологической операцией. Для подсчета величины первой амплитуды колебания момента, действующего на вал после выборки зазора, получена простая зависимость ее от величины зазора:

$$M_a^{max} = \sqrt{\frac{C'_{12} J'_1 J'_3}{J'_1 + J'_3}} \cdot \sqrt[3]{\frac{9 \Delta l^2 \beta}{2 R_1^2 J'_1}} + M_0 \quad (2)$$

- где J'_1 и J'_3 - приведенные к оси рассматриваемого вала моменты инерции части привода, расположенной между соединением и кривошипом, и части, расположенной между соединением и электродвигателем;
- C'_{12} - крутильная жесткость рассматриваемого вала;
- M_o - крутящий момент, при котором начинается проскальзывание в соединении;
- R_1 - радиус вала в месте соединения его со ступицей;
- β - численное значение производной по времени технологического момента (подсчитанного без учета динамики нагружения и приведенного к рассматриваемому валу) в точке, соответствующей моменту M_o ;
- Δl - величина бокового зазора в соединении.

Значения первой амплитуды колебаний момента, равные по величине максимальному значению статического момента на рассматриваемом валу, получены при следующих значениях зазоров в соединениях: 0,35 мм - для соединения кривошипного вала со ступицей зубчатого колеса; 0,5 и 0,55 мм - для соединений промежуточного и приемного валов с ведущими массами.

Для оценки влияния инерционно-жесткостных параметров, угловой скорости кривошипного вала и переменности приведенного коэффициента трения в кривошипно-шатунном механизме на участке хода ползуна под нагрузкой получены аналитические выражения крутящих моментов в предположении о равномерном вращении кривошипа. Такое допущение позволяет взаимосвязанные колебания ползуна и станины в направлении усилия деформирования и крутильные колебания деталей привода рассматривать отдельно, а возбуждение колебаний считать кинематическим.

Выполненные исследования и анализ результатов позволяют сделать следующие выводы:

I. Перегрузки, обусловленные динамикой кривошипных кузнечно-прессовых машин, нередко являются причиной преждевременного выхода из строя дорогостоящих деталей привода и приводят к неоправданным простоям машин.

2. Существующие методики расчета кузнечно-прессовых машин, основанные на методах статики, не отражают в достаточной мере действительного процесса нагружения деталей привода и не позволяют оценить величину и характер изменения нагрузок в зависимости от параметров машины и условий ее нагружения.

3. Разработанная методика моделирования процесса нагружения деталей привода, базирующаяся на законах динамики, дает более полное по сравнению со статическим расчетом представление о величине и характере нагрузок в приводе и позволяет определить величины коэффициентов динамичности и асимметрии цикла нагружения деталей привода в зависимости от типа выполняемой операции, величины зазоров в соединениях деталей привода, угловой скорости кривошипа, инерционно-жесткостных параметров.

4. Выполненные исследования показали, что для удовлетворительного описания крутящих моментов, возникающих в деталях привода на участке хода ползуна под нагрузкой, в расчетной модели пресса необходимо учитывать кроме упругих и инерционных характеристик привода также характеристику жесткости технологической операции и податливость элементов пресса в направлении усилия деформирования.

5. Решающее влияние на величину и характер изменения динамических нагрузок оказывают боковые зазоры в соединениях деталей привода. В результате выборки бокового зазора в приводе пресса возникают колебания моментов с затухающей амплитудой. Полученная формула для определения значения первой амплитуды колебания моментов вследствие крутильного удара позволяет установить допустимые значения боковых зазоров в соединениях деталей привода.

6. Динамику привода кривошипных горячештамповочных и аналогичных им прессов по соотношению масс и жесткостей силовой системы кривошипных кузнечно-прессовых машин с достаточной степенью точности можно рассматривать без учета вертикальных колебаний ползуна и станины, а возбуждение привода при выполнении технологической операции считать кинематическим.

7. Полученные формулы крутящих моментов, действующих в валах одностороннего привода на участке хода ползуна под нагрузкой, позволяют оценить влияние на их величину и характер изменения жесткости технологической операции, инерционно-жесткостных параметров и угловой скорости кривошипа без привлечения численных методов.

Результаты работы опубликованы в следующих статьях:

1. Иванов В.А., Опаренко В.Ф., Родов Г.М., Носков Г.П. Динамика элементов механической системы закрытого кривошипного пресса. В сб.: "Машины и технология кузнечно-штамповочного производства". М., НИИМАШ, 1973 (ЭНИКМАШ, вып. 26).

2. Носков Г.П., Родов Г.М., Вяткин В.П. Экспериментальное исследование нагрузок в приводе кривошипного пресса при выполнении технологической операции. "Кузнечно-штамповочное производство", 1973, № 5.

3. Носков Г.П. Влияние некоторых параметров кривошипного пресса на величину нагрузок в его приводе. В сб.: "Оборудование и технология кузнечно-штамповочного производства. Теория, проектирование, исследования". М., НИИМАШ, 1975.

4. Пруцков Р.Н., Носков Г.П., Родов Г.М., Вяткин В.П. Экспериментальные исследования работы подшипников скольжения горячештамповочного пресса. В сб.: "Машины и технология кузнечно-штамповочного производства". М., НИИМАШ, 1975 (ЭНИКМАШ, вып. 26).

5. Иванов В.А., Канзеба А.А., Родов Г.М., Носков Г.П., Ковалев В.В. Колебания открытого кривошипного пресса. В сб.: "Машины и технология кузнечно-штамповочного производства". М., НИИМАШ, 1973 (ЭНИКМАШ, вып. 26).

Подписано к печати 12.02.1976 года
ЛЕ 08033 . Объем 0,9 уч.-изд.л. Заказ 50 .Тираж 140.

Отпечатано на ротапринте ЭНИКМАШ
Воронеж, 1976