

ε_c – отражает погрешность установки приспособления на станке из-за смещения корпуса приспособления от принятого положения. В массовом производстве при неизменном закреплении ε_c может доводиться до определенного минимума и оставаться постоянно величиной равной 10...20 мкм;

ε_n – погрешность, вызванная перекосом режущего инструмента в направляющих элементах приспособлений;

$\varepsilon_{инд}$ – погрешность индексации.

Необходимость разработки алгоритма и программы для автоматизации расчета суммарной погрешности обработки появилась потому, что традиционный поиск справочных нормативных данных замедляет технологическую подготовку производства, повышает вероятность случайных ошибок при расчете величин, использующих таблицы, заставляет выполнять много рутинной и однообразной работы.

Проанализировав предметную область расчета суммарной погрешности обработки ((1)-(7)), был разработан алгоритм автоматизации поиска суммарной погрешности обработки.

Для программной реализации алгоритма на ЭВМ была использована система визуального объектно-ориентированного проектирования Delphi.

Программа расчета суммарной погрешности обработки «ЕХАСТ» состоит из самого расчета, а также из просмотра баз данных по погрешностям обработки. Расчет суммарной погрешности обработки можно разделить на четыре части:

- поиск погрешности, обусловленной износом режущего инструмента;
- поиск погрешности настройки станка;
- поиск погрешности установки заготовки;
- поиск случайной погрешности.

Программа представляет собой совокупность некоторых форм, в которые вносятся исходные данные. Для внесения исходных данных используется диалоговый режим, реализованный при помощи визуальных компонентов Delphi. Проанализировав исходные данные, выдается результат: суммарная погрешность обработки.

Программа предназначена для поиска погрешности обработки при оценке точности вновь проектируемого технологического процесса. Она исключает случайные ошибки, которые может допустить человек. Использовать предлагаемую программу могут студенты в курсовых и дипломных работах, а также пользователи-технологи.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ИСПЫТАТЕЛЬНОГО ПРЕССА

С.В. Корнеев

*Учреждение образования «Гомельский государственный технический
университет имени П.О. Сухого», Республика Беларусь*

Научный руководитель Андрианов Д.Н.

Создание различных изделий включает в себя целый комплекс исследований, в котором особое место занимают испытания.

В настоящее время все большее значение приобретают статические испытания материалов и изделий на сжатие и изгиб. Для этих целей используют испытательные прессы с механическим или гидравлическим приводом.

При необходимости получения значительных испытательных нагрузок (более 50 кН) применяют гидравлические испытательные прессы.

Задачей данной работы является разработка динамической модели гидравлического испытательного пресса с целью последующего исследования влияния динамических процессов на точность проведения испытаний. Такие исследования необходимы для повышения достоверности измерения нагрузки при проведении статических испытаний, определения динамических погрешностей при испытаниях. Повышение точности проведения статических испытаний необходимо, так как необоснованное завышение запасов прочности приводит к росту материалоемкости изделий, увеличивает их стоимость, снижает удельные характеристики машин, ухудшает их эксплуатационные параметры, а занижение запаса прочности приводит к поломкам и авариям различных технических средств.

Параметры гидравлического пресса и режимы проведения испытаний оказывают влияние на точность определения основных механических свойств материалов и конструкций, причем относительная динамическая погрешность при проведении статических испытаний на сжатие и изгиб значительно превосходит уровень погрешности, установленный ГОСТом на испытательные машины. Конкретный перечень этих параметров определяется ГОСТом, техническими условиями и другой нормативной документацией и подлежит контролю как в процессе изготовления гидравлического испытательного пресса, так и в процессе его эксплуатации.

По требованиям ГОСТ 8.065-85 поверка испытательных машин осуществляется при скоростях нагружения близких к нулю. В то же время в ГОСТах на проведение испытаний скорость нагружения на испытательных машинах зачастую значительно отличается от нуля, т. е. имеют место динамические процессы.

Погрешность, возникающая при этом, может превосходить величину в 2 %, установленную ГОСТом на испытательные машины.

Для более качественной оценки величин погрешностей разобьем модель гидравлического испытательного пресса на три подсистемы: насосно-аккумуляторную станцию, силовую часть и силоизмеритель.

В насосно-аккумуляторную станцию входит электродвигатель, насос, гидравлический аккумулятор, пропорциональный распределитель, предохранительный клапан и при необходимости – другая вспомогательная аппаратура.

К силовой части относятся: основание, колонны, траверса и закрепленный на ней силовой гидроцилиндр.

Каждая из этих подсистем вносит свою погрешность в определение нагрузки и перемещения. Так, например, сравнительный анализ различных типов силоизмерителей показывает, что наименьшей динамической погрешностью обладает электронный силоизмеритель. В то же время в нашей стране чаще всего в эксплуатации встречаются гидравлические испытательные прессы с торсионным и реже с маятниковым силоизмерителем.

В исследуемой машине, рассматриваемой как система «машина – образец», в качестве входного сигнала принята скорость движения плунжера v_1 , регулируемая на панели управления. В качестве выходного сигнала принято показание усилия на шкале силоизмерителя $P_{ш}$.

Управляя машиной, оператор задает расход рабочей жидкости, поступающей от насосно-аккумуляторной станции в полость силового гидроцилиндра 3. Входной сигнал в виде предварительно заданной скорости движения плунжера v_1 соответствует производительности насосно-аккумуляторной станции Q_n без нагрузки и формирует силовое воздействие в виде потока жидкости Q_1 (определенного объема и

удельного давления), которое от насосно-аккумуляторной станции 1 по трубопроводу 2 подается в грузовой цилиндр 3, а затем через механические связи 4, 5, 6, 7 передается на испытуемый образец 8, нагрузка при этом измеряется при помощи силоизмерителя 9 (рис. 1).

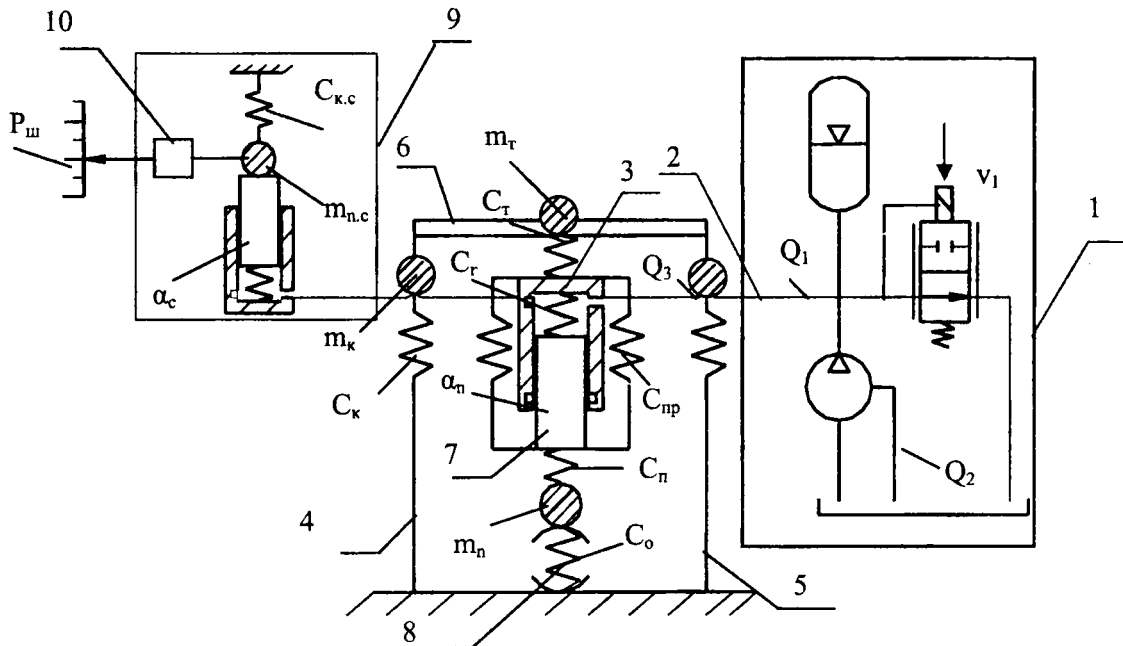


Рис. 1. Динамическая модель испытательного пресса с механическим силоизмерителем: 1 – насосно-аккумуляторная станция; 2 – трубопровод; 3 – грузовой цилиндр; 4, 5, 6, 7 – механические связи; 8 – испытуемый образец; 9 – силоизмеритель; 10 – передаточный механизм; $P_{ш}$ – показания шкалы; $C_{к.с}$ – приведенная к скалке кинематическая жесткость силоизмерителя [Н/м]; m_n – масса подвижных частей силоизмерителя, приведенная к скалке силоизмерительного цилиндра [Н·с²/м]; α_c – коэффициент рассеивания энергии в силоизмерителе [Н·с/м]; C_t – жесткость траверсы [Н/м]; C_r – жесткость гидросистемы машины, приведенная к оси образца [Н/м]; C_k – жесткость колонны [Н/м]; Q_3 – расход, потребляемый силовым гидроцилиндром с учетом всех возможных потерь [м³/с]; Q_1 – подача насосной станции за вычетом утечки из-за прироста удельного давления [м³/с]; Q_2 – утечка из-за прироста удельного давления [м³/с]; v_1 – предварительно заданная скорость движения плунжера [м/с]; α_n – коэффициент рассеивания энергии при колебаниях подвижных частей машины на масляной подушке [Н·с/м]; $C_{пр}$ – жесткость пружин [Н/м]; $C_п$ – жесткость плунжера [Н/м]; $m_п$ – приведенная масса плунжера [Н·с²/м]; C_o – жесткость испытуемого образца [Н/м]; $m_т$ – приведенная масса траверсы [Н·с²/м]; $m_к$ – приведенная масса колонны [Н·с²/м]

Производительность насосно-аккумуляторной станции без нагрузки Q_n компенсирует потери производительности насосной станции Q_2 под влиянием прироста удельного давления, потери на утечки в системе Q_4 , а также потери расхода из-за сжимаемости жидкости в системе и затрачивается на преодоление инерционности и сопротивления отдельных звеньев системы, деформацию образца, рамы машины и элементов силоизмерителя. Обратные связи, имеющиеся в системе, отражают картину распределения энергии в машине при ее работе.

Под действием поступающего к плунжеру силового гидроцилиндра потока жидкости плунжер перемещается, вызывая деформацию образца и машины. Преодоление сопротивления деформированию приводит к росту давления жидкости в сис-

теме. В гидрокинематической силовой цепи устанавливается текущее равновесное состояние двух грузопоршневых систем (силового цилиндра испытательной машины и силоизмерительного цилиндра), связанных между собой гидролинией по принципу сообщающихся сосудов. Перемещение силоизмерительного цилиндра преобразуется в показания на шкале, пропорциональные величине давления в рабочем цилиндре и, следовательно, величине нагрузки на образце.

Таким образом, в гидравлических машинах статического действия в процессе испытания устанавливается синхронная связь между входным и выходным сигналом, т. е. между подаваемым в рабочий цилиндр расходом или скоростью перемещения плунжера и нагрузкой, отсчитываемой на шкале.

На основании динамической модели можно построить математическую модель гидравлического испытательного пресса, исследуя которую появляется возможность оценить погрешность, вносимую прессом в результаты испытаний, и выработать рекомендации по устранению данного недостатка.

Л и т е р а т у р а

1. Шагинян А.С., Андрианов Д.Н. О динамической модели разрывных испытательных машин с гидравлическим приводом //Известия национальной академии наук Беларуси. – 1998. – № 2. – С. 15-21.
2. Андрианов Д.Н. Тенденции развития разрывных и универсальных испытательных машин с гидравлическим и электрогидравлическим приводом //Металлургия и литейное производство: Сб. научн. труд. /Ассоциация литейщиков и металлургов /Под ред. Д.М. Кукуя. – Минск: Белоргстанкинпромиздат, 1997. – С. 81-83.

ОПТИМИЗАЦИЯ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ И ПРИВОДА ПОДАЧ МНОГОЦЕЛЕВОГО СТАНКА

Г.Е. Афанасьева, Т.М. Кондратенко

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого», Республика Беларусь

Научный руководитель Михайлов М.И.

Структуры приводов станков разделены, с точки зрения системного подхода, на множительную, сложенную и смешанную. Смешанная структура включает в себя элементы множительной и сложенной структур и является более общей.

Кинематические параметры механических приводов станков формируются на основе геометрических рядов [1-5]. Исходными данными для проектирования привода являются: минимальное и максимальное значения частот выходного вала (полученные из расчетов режимов резания), частота вращения вала двигателя, значение знаменателя геометрической прогрессии ряда частот.

Для определения количества валов в приводе необходимо произвести ряд уточняющих проектных расчетов. В начале рассчитываем максимальное количество интервалов знаменателя прогрессии в приводе:

$$e_{\max} = \lg \left(\frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{min}}} \right) / \lg \varphi.$$

Для обеспечения этого диапазона регулирования рассчитываем минимальное количество валов в приводе: