

НАДЗЕЙНАСЦЬ І ДАЎГАВЕЧНАСЦЬ МАШЫН

УДК 531.782

А. С. ШАГИНЯН, Д. Н. АНДРИАНОВ

О ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ РАЗРЫВНЫХ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ МАШИН С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

ВВЕДЕНИЕ

Создание новых конструкционных материалов включает целый комплекс исследований, в котором особое место занимают испытания по определению основных механических свойств материалов.

Точность оценки механических свойств материалов (предела текучести, предела прочности и др.) в значительной мере определяет совокупную прочность, надежность и долговечность изделий.

По результатам выполненных в начале 60-х годов в Армавирском СКБ испытательных машин исследований гидравлических разрывных машин установлено, что на точность оценки механических свойств материалов существенное влияние могут оказывать динамические свойства самой испытательной машины и особенно ее силоизмерительного устройства [1, 2].

За истекшие годы появились не только новые конструкционные материалы, требующие высокой точности оценки механических свойств, но и конструктивно изменился парк гидравлических разрывных машин. В связи с этим возникла необходимость постановки и проведения новых исследований динамики системы разрывная машина — испытуемый образец [3].

Поскольку испытательная машина представляет совокупность устройств, связанных между собой структурно, ее можно рассматривать как систему автоматического управления и использовать для анализа metody ТАУ.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Как показали ранее выполненные исследования [1, 2], любую испытательную машину вместе с образцом можно представить в виде системы управления, в которой входной сигнал (электрический, гидравлический или механический) проходит через ряд технических устройств, многократно преобразуясь, поступает на показывающий или регистрирующий приборы.

По структуре главной цепи прохождения входного сигнала разрывные машины с гидравлическим приводом являются системами управления, имеющими внутренние обратные связи, т. е. они являются системой синхронной связи.

В качестве примера в настоящей работе исследуется машина для испытания на растяжение материалов МР-200 с гидравлическим приводом [4].

На рис. 1 приведена схема машины МР-200 с торсионным силоизмерителем.

В исследуемой машине, рассматриваемой как система разрывная машина—образец, в качестве входного сигнала принята скорость движения активного захвата без нагрузки v_1 , регулируемая на панели управления. В качестве входного сигнала принято показание усилия на шкале силоизмерителя $P_{ш}$.

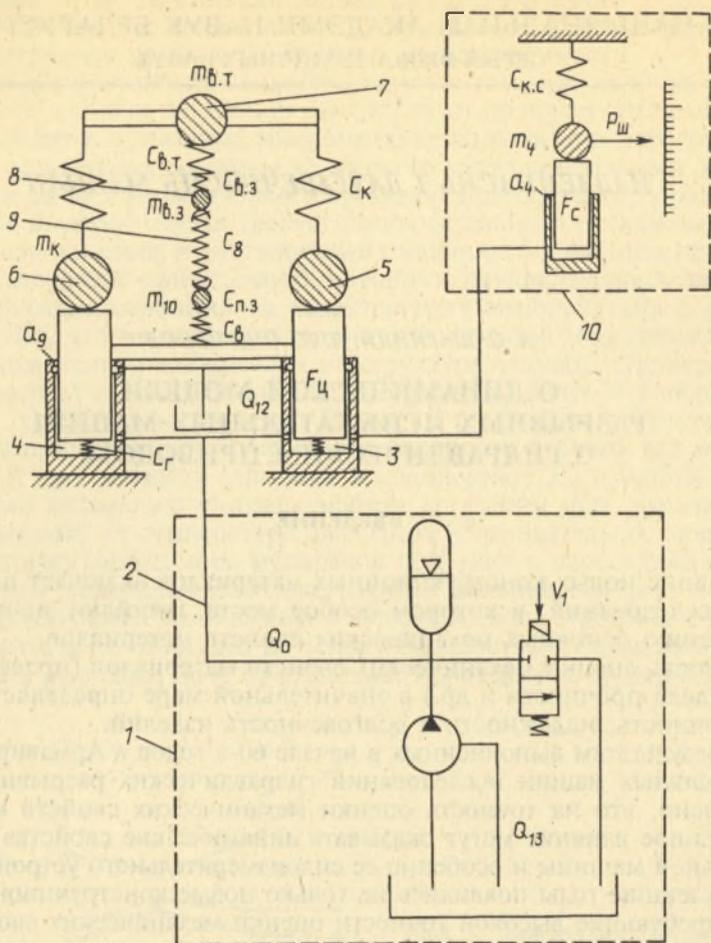


Рис. 1. Схема испытательной машины МР-200, оснащенной торсионным силоизмерителем

Управляя машиной, оператор задает расход рабочей жидкости, поступающей от насосно-аккумуляторной станции в полости грузовых цилиндров 3 и 4 в единицу времени. Под действием поступающей под плунжера грузовых цилиндров потока жидкости плунжер перемещается, вызывая деформацию образца и машины. Преодоление сопротивления деформированию приводит к росту давления жидкости в системе. В гидрокинематической силовой цепи устанавливается текущее равновесное состояние двух грузопоршневых систем (грузовых цилиндров испытательной машины и силоизмерительного цилиндра), связанных между собой гидролинией по принципу сообщающихся сосудов. Перемещение силоизмерительного цилиндра преобразуется в угол закручивания торсиона, пропорциональный величине давления в рабочих цилиндрах и, следовательно, величине нагрузки на образце. Угол закручивания торсиона преобразуется в пропорциональный ему угол поворота рабочей стрелки шкалы нагрузок, а значит, в воспринимаемое оператором значение 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 рабочие гидроцилиндры расходом или скоростью перемещения активного захвата и нагрузкой, отсчитываемой на шкале.

На рис. 2 приведена структурная схема машины, отражающая эту связь и в целом функционирование системы.

Входной сигнал в виде предварительно заданной скорости движения активного захвата без нагрузки v_1 соответствует производительности насос-

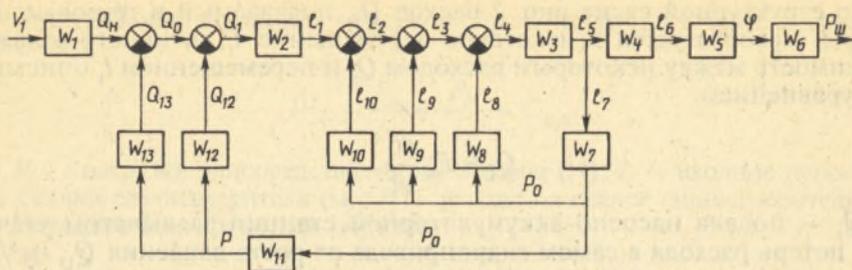


Рис. 2. Структурная схема машины МР-200

но-аккумуляторной станции Q_n без нагрузки и формирует силовое воздействие в виде потока жидкости Q_0 (определенного объема и удельного давления), которое от насосно-аккумуляторной станции 1 по трубопроводу 2 подается в грузовые цилиндры 3 и 4, а затем через механические связи 5, 6, 7, 8 передается на испытуемый образец 9, нагрузка при этом измеряется при помощи силоизмерителя 10 (рис. 1).

Производительность насосно-аккумуляторной станции без нагрузки Q_n компенсирует потери производительности насосной станции под влиянием прироста удельного давления Q_{13} , потери на утечки в системе Q_{12} , а также потери расхода из-за сжимаемости жидкости в системе и затрачивается на преодоление инерционности и сопротивления отдельных звеньев системы, деформацию образца и рамы машины, закручивание торсиона (перемещение скалки силоизмерителя). Обратные связи, имеющиеся в системе, отражают картину распределения энергии в машине при ее работе.

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ РАЗРЫВНОЙ ИСПЫТАТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

Рассмотрим подробнее структурную схему рис. 2, в состав которой входят следующие элементы, характеризуемые соответственно передаточными функциями: W_1 — передаточная функция регулятора скорости движения активного захвата; W_2 — грузового цилиндра (интегрирующее звено); W_3 — входа в силоизмеритель; W_4 — силоизмерителя (колебательное звено); W_5 — угла закручивания торсиона; W_6 — шкалы; W_7 — обратной связи от входа в силоизмеритель; W_8 — образца; W_9 — подвижных частей машины; W_{10} — основания; W_{11} — перевода усилия в давление; W_{12} — утечек в гидросистеме; W_{13} — изменения производительности насосной станции в зависимости от изменения давления dQ/dP .

Для исследования испытательной машины необходимо составить общую передаточную функцию и знать передаточные функции всех ее структурных звеньев.

Передаточную функцию машины или любого ее звена в общем виде можно представить таким образом:

$$W_i = \frac{f(S)}{F(S)}, \quad (1)$$

где $f(S)$ — изображение по Лапласу функции выходного звена; $F(S)$ — изображение по Лапласу функции входного звена [5].

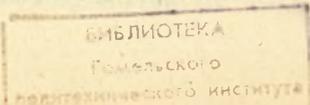
Зависимость между некоторой скоростью активного захвата v_1 и подачей насосно-аккумуляторной станции Q_n описывается уравнением:

$$v_1 = \frac{Q_n}{F_n}, \quad (2)$$

где F_n — суммарная эффективная площадь грузовых цилиндров (m^2).

По определению передаточная функция первого звена равна:

$$W_1 = \frac{v_1}{Q_n} = \frac{1}{F_n}. \quad (3)$$



По структурной схеме рис. 2 расход Q_1 , подаваемый в грузовые цилиндры, преобразуется в некоторое перемещение l_1 активного захвата. Зависимость между некоторым расходом Q_1 и перемещением l_1 описывается уравнением:

$$Q_1 = F_{II} \frac{dl_1}{dt}, \quad (4)$$

где Q_1 — подача насосно-аккумуляторной станции за вычетом утечек Q_{12} и потерь расхода в самом гидроприводе от роста давления Q_{13} ($\text{м}^3/\text{с}$); t — время (с); l_1 — условное перемещение активного захвата, возможное при абсолютной жесткости системы машина—образец (силовой рамы, гидросистемы и т.д.) (м).

Выполнив преобразование Лапласа и учитывая нулевые начальные условия, запишем в окончательном виде передаточную функцию грузового цилиндра [6]:

$$W_2 = \frac{l_1(S)}{Q_1(S)} = \frac{1}{SF_{II}}. \quad (5)$$

Аналогичным образом, используя свойства преобразования Лапласа, определяются передаточные функции и остальных звеньев машины.

Передаточная функция входа в силоизмеритель представляется в виде

$$W_3 = \frac{l_5}{l_4} = \frac{F_{II}}{F_c} = i, \quad (6)$$

где l_4 — условное перемещение активного захвата, которое вызывает перемещение скалки силоизмерительного цилиндра (м);

$$l_4 = l_1 - [l_8 + l_9 + l_{10}], \quad (7)$$

где l_5 — соответствующее перемещение скалки силоизмерительного цилиндра (м); F_c — площадь скалки силоизмерительного цилиндра (м^2); i — отношение площади грузового цилиндра к площади силоизмерительного цилиндра.

Для получения передаточной функции силоизмерителя, рассматриваемого как колебательное звено, необходимо знать уравнение движения скалки силоизмерительного цилиндра с приведенной массой кинематических звеньев силоизмерителя.

Окончательно передаточная функция силоизмерителя в операторной форме выражается:

$$W_4 = \frac{1}{\frac{m_4}{C_{к.с}} S^2 + \frac{a_4}{C_{к.с}} S + 1}. \quad (8)$$

Здесь m_4 — масса подвижных частей силоизмерителя, приведенная к скалке силоизмерительного цилиндра ($\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}$); a_4 — коэффициент рассеивания энергии в силоизмерителе ($\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}$); $C_{к.с}$ — приведенная к скалке кинематическая жесткость силоизмерителя ($\text{Н}/\text{м}$).

Передаточная функция угла закручивания торсиона:

$$W_5 = \frac{\varphi}{l_6} \quad (9)$$

(φ — угол закручивания торсиона (рад); l_6 — перемещение скалки силоизмерителя (м)).

Передаточная функция шкалы:

$$W_6 = \frac{P_{III}}{\varphi}, \quad (10)$$

где P_{III} — нагрузка, отсчитываемая по шкале (Н).

Передаточная функция обратной связи от входа в силоизмеритель имеет вид

$$W_7 = \frac{P_0}{l_7} = \frac{P_c i}{l_7} = C_{к.с} i, \quad (11)$$

где P_0 — нагрузка непосредственно на образце (Н); l_7 — входное перемещение скалки силоизмерителя (м); P_c — усилие на скалке силоизмерителя (Н).
Передаточная функция образца:

$$W_8 = \frac{l_8}{P_0} = \frac{1}{C_8}, \quad (12)$$

где l_8 — деформация образца (м); C_8 — жесткость образца (Н/м).

Передаточная функция подвижных частей машины:

$$W_9 = \frac{l_9}{P_0} \quad (13)$$

(l_9 — приведенная к оси образца суммарная деформация гидросистемы и подвижных частей силовой рамы машины (м)).

В процессе работы машины ее подвижные части (плунжера грузовых цилиндров, верхняя траверса и активный захват) покоятся на масляной подушке и являются колебательным звеном.

В окончательном виде передаточная функция подвижных частей испытательной машины выражается:

$$W_9 = \frac{1}{C_9 \left(\frac{m_9}{C_9} S^2 + \frac{a_9}{C_9} S + 1 \right)} \quad (14)$$

Здесь m_9 — масса подвижных частей машины (Н · с²/м); a_9 — коэффициент рассеяния энергии при колебаниях подвижных частей машины на масляной подушке (Н · с/м); C_9 — суммарная жесткость гидросистемы и подвижных частей испытательной машины, определяемых по рис. 1 как сумма четырех последовательно и параллельно связанных между собой жесткостей (жесткость гидросистемы машины C_r , жесткость плунжера рабочего цилиндра $C_к$, жесткость верхней траверсы $C_{в.т.}$, жесткость активного захвата $C_{вз}$ (Н · м)).

Из тех же соображений, что и для предыдущей передаточной функции, силовая рама машины является колебательным звеном и для вывода ее передаточной функции воспользуемся ранее приведенной методикой.

Передаточная функция силовой рамы машины:

$$W_{10} = \frac{l_{10}}{P_0}, \quad (15)$$

где l_{10} — суммарная, приведенная к оси образца деформация силовой рамы машины (м).

В окончательном виде передаточная функция основания испытательной машины выражается:

$$W_{10} = \frac{1}{C_{10} \left(\frac{m_{10}}{C_{10}} S^2 + \frac{a_{10}}{C_{10}} S + 1 \right)} \quad (16)$$

(m_{10} — масса нижнего пассивного захвата и масса винта крепления пассивного захвата машины (Н · с²/м); a_{10} — коэффициент рассеяния энергии в элементах станины машины при вынужденных колебаниях массы m_{10} (Н · с/м); C_{10} — суммарная жесткость элементов нижнего захвата и винта крепления пассивного захвата, определяемых по рис. 1 как сумма двух последовательно связанных между собой жесткостей (Н · м)).

Передаточная функция перевода усилия на образце в удельное давление рабочей жидкости в гидросистеме W_{11} имеет вид:

$$W_{11} = \frac{p}{P_0}, \quad (17)$$

где p — удельное давление в гидросистеме машины (Н/м²).

Передаточная функция утечек в грузовых и силоизмерительном цилиндрах:

$$W_{12} = \frac{Q_{12}}{p}, \quad (18)$$

где Q_{12} — величина утечек через зазоры рабочих и силоизмерительных цилиндров при удельном давлении p .

При установившемся режиме работы испытательной машины, т.е. при неизменной динамической вязкости рабочей жидкости, утечки через зазоры грузовых и силоизмерительного цилиндров можно с большой точностью считать прямопропорционально зависящими от удельного давления p :

$$Q_{12} = K_y p, \quad (19)$$

где K_y — коэффициент пропорциональности, определяемый размерами элементов грузовых и силоизмерительного цилиндров и свойствами рабочей жидкости гидросистемы (м⁵/(Н·с)).

У насосно-аккумуляторной станции исследуемой машины МР-200 потери производительности прямо пропорциональны приросту давления в системе.

В итоге потери производительности имеют вид

$$Q_{13} = K_n p, \quad (20)$$

где K_n — коэффициент пропорциональности, зависящий от конструкции насосов, входящих в состав насосно-аккумуляторной станции (насос высокого давления и насос подпитки), аккумулятора, передачи, связывающей электрический двигатель с насосами, конструкции элементов насосной станции и гидропривода, а также характеристики сброса и характеристики электропривода (м⁵/(Н·с)).

Передаточная функция изменения производительности насоса в зависимости от прироста давления в системе

$$W_{13} = \frac{Q_{13}}{p} = K_n. \quad (21)$$

Применив известные в ТАУ теоремы преобразования, составим общую передаточную функцию в операторной форме по структурной схеме рис. 2 [5]

$$W_o = \frac{P_m(S)}{v_1(S)} = \frac{W_1 W_2 W_3 W_4 W_5 W_6}{1 + W_3 W_7 [W_2 W_{11} (W_{12} + W_{13}) + W_8 + W_9 + W_{10}]}. \quad (22)$$

Подставив соответствующие передаточные функции отдельных звеньев в формулу (22), окончательно получим:

$$W_o = \frac{P_m}{F_u F_c i_6 S \left(\frac{m_4}{C_{к.с}} S^2 + \frac{a_4}{C_{к.с}} S + 1 \right)} \rightarrow \quad (23)$$

$$\left[1 + C_{к.с} i_6^2 \frac{Q_{12} + Q_{13}}{S F_u P_0} + \frac{1}{C_8} + \frac{1}{\left(\frac{m_9}{C_9} S^2 + \frac{a_9}{C_9} S + 1 \right) C_9} + \frac{1}{\left(\frac{m_{10}}{C_{10}} S^2 + \frac{a_{10}}{C_{10}} S + 1 \right) C_{10}} \right]$$

Анализируя полученную передаточную функцию при помощи методов, применяемых в ТАУ, в дальнейшем можно исследовать переходные процессы, протекающие в системе машина—образец на различных участках нагружения, оценить колебательность системы, ее быстродействие, динамические ошибки и т.д.

Выводы

1. На машинах статического действия, к которым относятся и разрывные испытательные машины с гидравлическим приводом, процессы, протекающие при испытании в образце и машине, необходимо рассматривать совместно.

2. Математический аппарат и методы анализа ТАУ достаточно полно описывают динамические свойства совокупной системы испытательная машина — образец.

3. Основные положения построения динамической модели и структурной схемы исследуемой разрывной гидравлической испытательной машины могут быть использованы при анализе других классов испытательных устройств.

Summary

This paper deals with dynamic analysis of modern testing machines for tensile tests. Dynamic model of testing machine, its structural scheme and mathematical model description are given in the paper. The paper can be of interest for experts in dynamics and strength of materials.

Литература

1. Веретеников Е. А., Поспелов Ю. Б., Шагинян А. С. // Заводская лаборатория. М., 1966. № 2.

2. Шагинян А. С., Асан-Джалалов А. Г., Богуцкий . // ПСА. М., 1968. № 4.

3. Шагинян А. С., Андрианов Д. Н. // Матер. междунар. 52-й научно-техн. конф. профессоров, преподавателей, научных работников, аспирантов и студентов БГПА «Технические вузы — республике». Мн., 1997. Ч. 2. С. 92.

4. Машина для испытания на растяжение МР-200. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. ПО «Точмашприбор». Армавир, 1986.

5. Воронов А. А., Титов В. К., Новогранов Б. Н. Основы теории автоматического регулирования и управления. М., 1977.

6. Гусак А. А. Пособие к решению задач по высшей математике. Мн., 1968.

Гомельский политехнический институт
им. П. О. Сухого

Поступила в редакцию
12.12.97