

*The article takes up the processes, occurring at the extension test of metals. The mathematical model of the system «tensile-testing machine hydraulically operated—sample—testing mode» is derived. There is shown analytic dependence of absolute and ratio dynamic error of test operations on the parameters of machine, substance and size of the tested sample, testing mode. There are given conclusions and recommendations on reducing of test operations error.*

Д. Н. АНДРИАНОВ, ГГТУ им. П. О. СУХОГО,  
Н. В. АНДРИАНОВ, РУП "гомельский литейный завод "Центролит"

## **АНАЛИТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ИСПЫТАТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ НА ТОЧНОСТЬ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ**

УДК 531.782

Одним из основных понятий в расчетах узлов и деталей машин является термин "допустимое напряжение материалов". Допустимые напряжения определяют как часть предельных напряжений, при которых происходит разрушение деталей или нарушение нормальных условий их взаимодействия вследствие недопустимо больших остаточных напряжений. При статических нагрузках для пластичных материалов, к которым относятся и малоуглеродистые стали, предельным напряжением является предел текучести  $\sigma_T$  [1, с. 6—9; 2, с. 17—18; 3, с. 85—88].

Достоверность назначения запасов прочности при проектировании машин и механизмов находится в прямой зависимости от точности определения предела текучести. При этом ошибочное завышение величины предела текучести приводит к снижению запасов прочности и, наоборот, занижение величины предела текучести влечет за собой необоснованное увеличение запасов прочности и, как следствие, повышение металлоемкости, трудоемкости и стоимости промышленной продукции.

На всех предприятиях черной металлургии и на большинстве предприятий машиностроения и металлообработки систематически проводятся испытания металлов, в частности, сталей на растяжение. Технологические переделы на предприятиях черной металлургии и машиностроения требуют большого объема испытаний по контролю качества применяемых материалов. Ежегодный объем стандартных испытаний только стальных и чугунных образцов на предприятиях и учреждениях республики превышает 1 млн. Проводимые механические испытания материалов по оценке их прочностных характеристик (механических свойств) реализуются в специальных лабораториях заводов, НИИ, конструкторских и технологических бюро на разрывных и универсальных испытательных машинах (ГОСТ 28840—90) с различными типами приводов, причем, согласно ГОСТ 28840—90, испытательные машины с механическим приводом применяются для создания усилия не более 50 кН, а для создания более высокой нагрузки — гидравлический привод нагружения.

При этом следует отметить, что парк испытательной техники предприятий и учреждений Беларуси более чем на 90% укомплектован разрывными испытательными машинами выпуска до 1985 г., т. е. имеющих срок эксплуатации 15 лет и более. Эти машины в настоящее время устарели не только морально, но и физически. Дальнейшая их эксплуатация создает серьезные проблемы в достоверности получаемых результатов испытаний по оценке механических свойств конструкционных материалов.

Цель исследования заключается в повышении точности проведения статических испытаний материалов на растяжение путем учета динамических параметров разрывной испытательной машины с гидравлическим приводом.

Объектом исследования авторами были выбраны испытательные машины для испытания стандартных образцов материалов на растяжение при нормальных внешних условиях, в частности гидравлические разрывные испытательные машины.

В качестве гипотезы выдвинуто предположение о том, что параметры гидравлической разрывной испытательной машины и режимы проведения испытаний оказывают влияние на точность определения основных механических свойств металлов, причем относительная динамическая погрешность при проведении статических испытаний на растяжение значительно превосходит уровень погрешности, установленный ГОСТ 28840—90 и находящийся в пределах  $\pm 1\%$  от измеряемой величины.

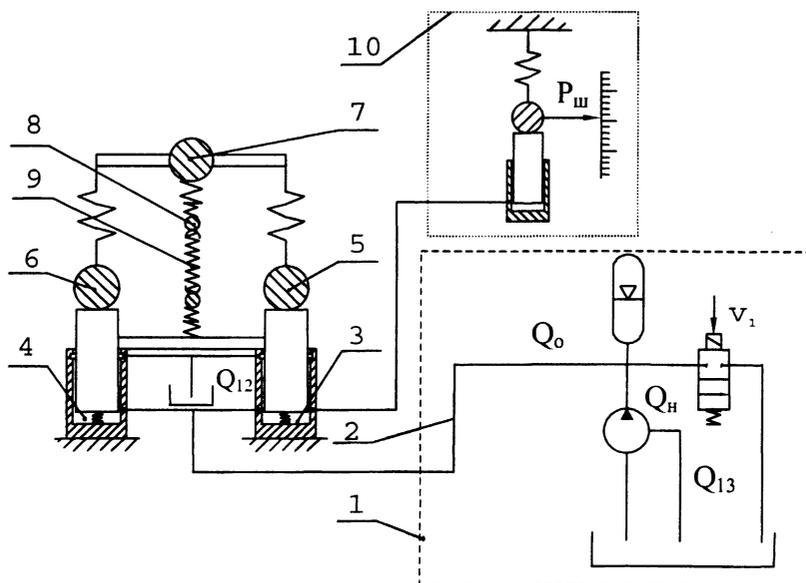


Рис. 1. Динамическая модель системы "испытательная машина—образец"

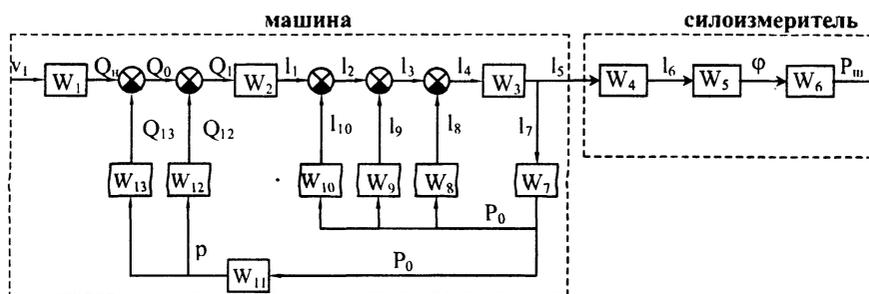


Рис. 2. Структурная схема системы "машина—образец"

Для решения поставленной задачи была разработана динамическая модель разрывной испытательной машины с гидравлическим приводом (рис. 1), а на ее основе — структурная схема в виде системы автоматического управления (рис. 2). При аналитическом исследовании использовали методы ТАУ с применением математического аппарата операционного исчисления. Численный анализ, построение частотных и временных характеристик осуществлены на персональном компьютере с помощью современных программных пакетов. С целью получения необходимых для теоретического анализа числовых данных и подтверждения достоверности полученных результатов проводили экспериментальные исследования на гидравлической разрывной испытательной машине типа МР-200 производства ПО "Точмашприбор" (г. Армавир, Россия) методами статистической обработки данных эксперимента.

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

Управляя машиной, оператор задает расход рабочей жидкости, поступающей от насосно-аккумуляторной станции в полости грузовых цилиндров 3 и 4 (см. рис. 1). Под действием поступающего под плунжеры грузовых цилиндров потока жидкости плунжеры перемещаются, 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 образец. Угол закручивания торсиона преобразуется в пропорциональный ему угол поворота рабочей стрелки шкалы нагрузок, а значит, в воспринимаемое оператором значение нагрузки на образец.

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.

Входной сигнал в виде предварительно заданной скорости движения активного захвата  $v_1$  соответствует производительности насосно-аккумуляторной станции без нагрузки  $Q_n$  и формирует силовое воздействие в виде потока жидкости  $Q_0$  (определенного объема и давления), которое от насосно-аккумуляторной станции 1 по трубопроводу 2 подается в грузовые цилиндры 3 и 4, а затем через механические связи 5–8 передается на испытуемый образец 9, нагрузка при этом измеряется при помощи силоизмерителя 10 (см. рис. 1).

Производительность насосно-аккумуляторной станции без нагрузки  $Q_n$  компенсирует потери производительности насосной станции под влиянием прироста 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.

Для проведения дальнейших теоретических исследований на основе динамической модели системы "машина—образец" получена ее структурная схема. На рис. 2 приведена структурная схема, отражающая в целом функционирование системы "машина—образец".

Рассмотрим подробнее схему, в состав которой входят следующие элементы, описываемые соответственно передаточными функциями в операторной форме:  $W_1$  — передаточная функция регулятора скорости движения активного захвата;  $W_2$  — грузового цилиндра;  $W_3$  — входа в силоизмеритель;  $W_4$  — силоизмерителя;  $W_5$  — угла закручивания торсиона;  $W_6$  — шкалы;  $W_7$  — обратной связи от входа в силоизмеритель;  $W_8$  — образца;  $W_9$  — подвижных частей машины;  $W_{10}$  — рамы машины;  $W_{11}$  — перевода усилия на образце в давление в гидравлической системе;  $W_{12}$  — 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 системы, а для этого нужно получить передаточные функции всех ее структурных звеньев.

Передаточную функцию машины или любого ее звена в общем виде можно представить следующим образом [4, с. 38; 5, с. 19]:

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

где  $f(S)$ ,  $F(S)$  — соответственно изображение по Лапласу функции выходного и входного звена;  $S$  — оператор дифференцирования,  $s^{-1}$ .

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

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

где  $F_u$  — суммарная эффективная площадь двух грузовых цилиндров,  $m^2$ .

Из уравнения (2) получим выражение передаточной функции первого звена:

$$W_1(S) = \frac{Q_n}{v_1} = F_u. \quad (3)$$

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

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

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

Выполняя преобразование Лапласа и учитывая нулевые начальные условия, запишем в окончательном виде передаточную функцию грузового цилиндра:

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

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

Передаточная функция входа в силоизмеритель записывается в следующем виде:

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

где  $l_4$  — условное перемещение активного захвата, которое вызывает перемещение скалки силоизмерительного цилиндра, м:

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

Здесь  $l_5$  — соответствующее перемещение скалки силоизмерительного цилиндра, м;  $l_8$  — деформация образца, м;  $l_9$  — приведенная к оси образца суммарная деформация гидросистемы и подвижных частей силовой рамы машины, м;  $l_{10}$  — приведенная к оси образца суммарная деформация основания машины, м;  $F_c$  — площадь скалки силоизмерительного цилиндра, м<sup>2</sup>;  $i$  — отношение площади грузового цилиндра к площади силоизмерительного цилиндра.

Для получения передаточной функции силоизмерителя, рассматриваемого как аperiodическое звено второго порядка, запишем уравнение движения скалки силоизмерительного цилиндра с приведенной массой кинематических звеньев силоизмерителя [6]:

$$m_4 \frac{d^2 l_6}{dt^2} + \alpha_4 \frac{d l_6}{dt} + C_{к.к.} l_6 = C_{к.к.} l_5, \quad (8)$$

где  $m_4$  — масса подвижных частей силоизмерителя, приведенная к скалке силоизмерительного цилиндра, Н · с<sup>2</sup>/м;  $\alpha_4$  — коэффициент рассеивания энергии в силоизмерителе, Н · с/м;  $l_6$  — уточненное перемещение скалки силоизмерительного цилиндра, м;  $C_{к.к.}$  — приведенная к скалке кинематическая жесткость силоизмерителя, Н/м.

Окончательно передаточная функция силоизмерителя в операторной форме имеет вид:

$$W_4(S) = \frac{1}{\frac{m_4}{C_{к.к.}} S^2 + \frac{\alpha_4}{C_{к.к.}} S + 1}. \quad (9)$$

Передаточная функция угла закручивания торсиона:

$$W_5(S) = \frac{\varphi}{l_6}, \quad (10)$$

где  $\varphi$  — угол закручивания торсиона, рад.

Передаточная функция шкалы:

$$W_6(S) = \frac{P_{ш}}{\varphi}, \quad (11)$$

где  $P_{ш}$  — нагрузка, отсчитываемая по шкале, Н.

Передаточная функция обратной связи от входа в силоизмеритель:

$$W_7(S) = \frac{P_0}{l_7} = \frac{P_c i}{l_7} = C_{к.к.} i, \quad (12)$$

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:

$$W_8(S) = \frac{l_8}{P_0} = \frac{1}{C_8}, \quad (13)$$

где  $C_8$  — жесткость образца, Н/м.

Передаточная функция подвижных частей машины:

$$W_9(S) = \frac{l_9}{P_0}. \quad (14)$$

В процессе работы машины ее подвижные части (плунжера грузовых цилиндров, верхняя траверса и активный захват) опираются на столб жидкости под плунжерами цилиндров и являются аperiodическим звеном второго порядка. Движение подвижных частей машины можно описать уравнением:

$$m_9 \frac{d^2 l_9}{dt^2} + \alpha_9 \frac{d l_9}{dt} + C_9 l_9 = P_0, \quad (15)$$

где  $m_9$  — масса подвижных частей машины, Н · с<sup>2</sup>/м:

$$m_9 = 2m_k + m_{в.тр.} + m_{а.з.} \quad (16)$$

Здесь  $m_k$  — масса колонн испытательной машины,  $H \cdot c^2/m$ ;  $m_{в.тр.}$  — масса верхней траверсы,  $H \cdot c^2/m$ ;  $m_{а.з.}$  — масса активного захвата,  $H \cdot c^2/m$ ;  $a_9$  — коэффициент рассеяния энергии при колебаниях подвижных частей машины на масляной подушке,  $H \cdot c/m$ ;  $C_9$  — суммарная жесткость гидросистемы и подвижных частей испытательной машины, определяемых по рис. 1 как сумма четырех последовательно и параллельно связанных между собой жесткостей,  $H/m$ :

$$\frac{1}{C_9} = \frac{1}{C_r} + \frac{1}{2C_k} + \frac{1}{C_{в.т.}} + \frac{1}{C_{в.з.}}, \quad (17)$$

где  $C_r$  — жесткость гидросистемы машины, приведенная к оси образца,  $H/m$ ;  $C_k$  — жесткость плунжера рабочего цилиндра, который в данной машине выполняет роль колонны,  $H/m$ ;  $C_{в.т.}$  — жесткость верхней траверсы,  $H/m$ ;  $C_{в.з.}$  — жесткость верхнего захвата испытательной машины,  $H/m$ .

В окончательном виде уравнение (17) имеет вид:

$$C_9 = \frac{2C_{в.т.} C_r C_k C_{в.з.}}{2C_{в.т.} C_r C_k + 2C_r C_k C_{в.з.} + C_{в.т.} C_r C_{в.з.} + C_{в.т.} C_k C_{в.з.}} \quad (18)$$

В окончательном виде передаточная функция подвижных частей испытательной машины:

$$W_9(S) = \frac{1}{C_9 \left( \frac{m_9}{C_9} S^2 + \frac{a_9}{C_9} S + 1 \right)} \quad (19)$$

Передаточная функция силовой рамы машины:

$$W_{10}(S) = \frac{I_{10}}{P_0} \quad (20)$$

В окончательном виде передаточная функция силовой рамы испытательной машины:

$$W_{10}(S) = \frac{1}{C_{10}}, \quad (21)$$

где  $C_{10}$  — суммарная жесткость элементов нижнего захвата и винта крепления пассивного захвата, определяемых по рис. 1 как сумма двух последовательно связанных между собой жесткостей:

$$C_{10} = \frac{C_{в.} C_{н.з.}}{C_{в.} + C_{н.з.}}, \quad (22)$$

где  $C_{н.з.}$  — жесткость нижнего захвата испытательной машины,  $H/m$ ;  $C_{в.}$  — жесткость винта крепления нижнего захвата испытательной машины,  $H/m$ .

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

$$W_{11}(S) = \frac{p}{P_0} = \frac{1}{F_{ц}}, \quad (23)$$

где  $p$  — давление в гидросистеме машины,  $H/m^2$ .

Передаточная функция утечек в грузовых и силоизмерительном цилиндрах:

$$W_{12}(S) = \frac{Q_{12}}{p} = K_y, \quad (24)$$

где  $Q_{12}$  — величина утечек через зазоры рабочих и силоизмерительных цилиндров при давлении  $p$ ,  $m^3/c$ ;  $K_y$  — коэффициент пропорциональности, определяемый размерами элементов грузовых и силоизмерительного цилиндров и свойствами рабочей жидкости гидросистемы,  $m^5/(H \cdot c)$ .

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 прямо пропорционально зависящими от давления  $p$  [7]:

$$Q_{12} = K_y p. \quad (25)$$

У насосно-аккумуляторной станции разрывной испытательной машины с гидравлическим приводом потери производительности прямо пропорциональны приросту давления в системе [8].

В итоге потери производительности:

$$Q_{13} = K_n p. \quad (26)$$

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,  $m^5/(H \cdot c)$ .

Передачная функция изменения производительности насоса в зависимости от прироста давления в гидросистеме испытательной машины:

$$W_{13}(S) = \frac{Q_{13}}{p} = K_n \quad (27)$$

Применив известные в ТАУ теоремы преобразования [4, с. 73—85; 5, с. 50—56], составим общую передаточную функцию в операторной форме по структурной схеме рис. 2:

$$W_{\Sigma} = \frac{m_{ш}(S)}{v_1(S)} = \frac{W_1 W_2 W_3 W_4 W_5 W_6}{1 + W_3 W_7 [W_2 W_{11} (W_{12} + W_{13}) + W_8 + W_9 + W_{10}]} \quad (28)$$

Подставив соответствующие передаточные функции отдельных звеньев (3, 5, 6, 9—13, 19—21, 23, 24, 27) в формулу (28), окончательно получим выражение общей передаточной функции исследованной системы "машина—образец":

$$W_{\Sigma} = \frac{P_{ш} i}{l_6 S \left( \frac{m_4}{C_{к.с.}} S^2 + \frac{a_4}{C_{к.с.}} S + 1 \right)} \frac{1}{1 + C_{к.с.} i^2 \left( \frac{K_y + K_n}{S F_{II}^2} + \frac{1}{C_8} + \frac{1}{\left( \frac{m_9}{C_9} S^2 + \frac{a_9}{C_9} S + 1 \right) C_9} + \frac{1}{C_{10}} \right)} \quad (29)$$

При выводе общей передаточной функции были сделаны следующие допущения: тепловой режим — установившийся; волновыми процессами в трубопроводах и полостях пренебрегаем; нагрузка не вызывает разрыва столба жидкости; отсутствуют силы сухого трения; модуль упругости столба рабочей жидкости постоянен; неравномерность подачи насосно-аккумуляторной станции отсутствует.

Динамические погрешности силоизмерителей возникают в основном из-за их инерционности. При этом наибольшие погрешности измерения нагрузок имеют место на переходных участках диаграммы деформирования, в особенности при испытании материалов с явно выраженной площадкой текучести, так как силоизмеритель проходит по инерции фактический уровень нагрузки площадки текучести. У материалов с плавным переходом из упругой зоны в зону упрочнения (легированные стали, медь и др.) динамические погрешности будут тем ниже, чем выше модуль упрочнения в упругопластичной области. В связи с этим в настоящей работе оценка динамической погрешности силоизмерителей и соответствующая регламентация режимов испытаний и параметров системы "машина—образец" были осуществлены по более жестким условиям массовых испытаний материалов, имеющих на диаграмме растяжения выраженную площадку текучести (испытывались образцы малоуглеродистой стали марки Ст. 3сп по ГОСТ 380—82).

Исследовав уравнение (29), получим аналитическую зависимость величины наибольшей динамической погрешности, возникающей при проведении статических испытаний на растяжение, учитывающую параметры испытательной машины, вид испытуемого материала, диаметр образца и режимы проведения испытания:

$$\Delta P_T = v_c(T_T) \sqrt{\frac{m_4}{C_{к.с.}}} e^{\frac{\alpha_4}{2m_4} \frac{\arctg \frac{2\sqrt{C_{к.с.} m_4}}{\alpha_4}}{\sqrt{\frac{C_{к.с.}}{m_4} \left( \frac{\alpha_4}{2m_4} \right)^2}}} K_d, \quad (30)$$

где  $v_c(T_T)$  — скорость движения силоизмерителя при достижении предела текучести, м/с;  $K_d = P_{ш}/l_6$  — коэффициент, учитывающий диапазон измерения разрывной испытательной машины, Н/м.

Выражение (30) аналитически определяет абсолютную погрешность гидравлической испытательной машины с торсионным силоизмерителем.

По известной абсолютной погрешности машины можно найти относительную динамическую погрешность машины при расчете предела текучести:

$$\psi = \frac{\Delta P_T}{P_T} \cdot 100\% = \frac{4v_c(T_T)}{\sigma_t \pi d_0^2} \sqrt{\frac{m_4}{C_{к.с.}}} e^{\frac{\alpha_4}{2m_4} \frac{\arctg \frac{2\sqrt{C_{к.с.} m_4}}{\alpha_4}}{\sqrt{\frac{C_{к.с.}}{m_4} \left( \frac{\alpha_4}{2m_4} \right)^2}}} K_d \cdot 100, \% \quad (31)$$

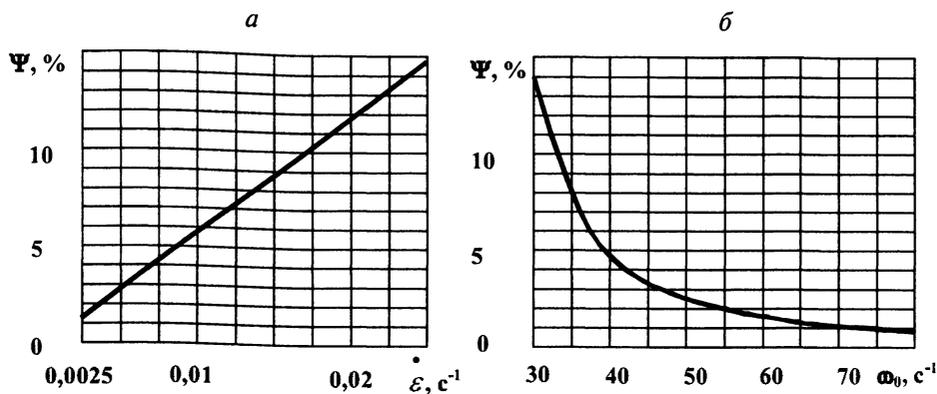


Рис. 3. Аналитическая зависимость относительной динамической погрешности  $\Psi$  для образца диаметром  $d_0 = 5$  мм от скорости деформирования  $\dot{\epsilon}$  в пределах  $0,00025$ — $0,0025$   $\text{c}^{-1}$  (а) и собственной круговой частоты силоизмерителя  $\omega_0$  (б)

где  $P_T = \sigma_T \pi d_0^2 / 4$  — нагрузка, соответствующая фактическому уровню предела текучести, Н;  $d_0$  — диаметр образца, м.

При аналитическом определении относительной динамической погрешности  $\Psi$  необходимо задаться уровнем нагрузки  $P_T$ , при котором предполагается появление площадки текучести и по выбранным параметрам системы "машина—образец" и устанавливаемым режимам испытаний получить ее количественное значение.

По полученной аналитической зависимости (31) были проведены исследования влияния режимов нагружения и параметров испытательной машины на величину динамической погрешности определения предела текучести образцов из стали марки Ст. 3сп.

В процессе исследований было подтверждено, что динамические параметры силоизмерителя также оказывают влияние на точность определения механических свойств материалов, при этом было установлено, что наиболее важным параметром, влияющим на величину  $\Psi$ , является собственная круговая частота  $\omega_0$  силоизмерителя (рис. 3, б).

Анализ графика (рис. 3, а) показывает, что проведение испытаний при скорости деформирования  $\dot{\epsilon}$ , находящейся в пределах  $0,00025$ — $0,0025$   $\text{c}^{-1}$ , как предписывает ГОСТ 1497—84, при определении предела текучести приводит к превышению относительной динамической погрешности  $\Psi$  допустимого уровня в 1%. Проведение испытаний, согласно требованиям ISO 6892—84 в части назначения скорости деформирования, позволяет значительно снизить относительную динамическую погрешность  $\Psi$ .

На основе полученных результатов сформулированы предложения по уточнению государственных стандартов на методы испытаний материалов на растяжение и испытательные машины.

1. Выбор скорости относительной деформации в пределах  $0,00025$ — $0,0025$   $\text{c}^{-1}$  не всегда обеспечивает необходимую точность проведения испытаний. Рекомендуется при проведении испытаний назначать скорость нагружения не выше  $30$  Н/мм<sup>2</sup>·с.

2. Методика выбора скорости нагружения образца по ГОСТ 1497-84 с учетом податливости испытательной машины не учитывает параметров силоизмерителя, которые и создают наибольшую динамическую погрешность.

3. Выбор диаметра образца для проведения испытаний на растяжение оказывает значительное влияние на их результаты. Для снижения динамической погрешности рекомендуется применять образцы больших диаметров.

4. В стандарт на испытательные машины необходимо включить требование к регламентации наименьшей скорости активного захвата с целью снижения ее для разрывных испытательных машин до уровня  $0,001$  мм/с.

### Выводы

1. На основе анализа проведенных исследований показано, что на разрывных испытательных машинах с гидравлическим приводом процессы, протекающие при испытании в образце и машине, необходимо рассматривать совместно. На результаты оценки механических свойств испытуемых образцов существенное влияние оказывают не только скоростные режимы испытаний, устанавливаемые стандартами на методы испытаний, но и динамические параметры машины и силоизмерительного устройства.

2. Разработана математическая модель разрывной гидравлической испытательной машины с торсионным силоизмерителем. На основе математической модели получена аналитическая зависимость относительной динамической погрешности определения предела текучести материала от параметров

системы "машина—образец" и скорости нагружения. Выполненными аналитическими исследованиями установлено существенное влияние режимов нагружения и параметров системы "машина—образец" на точность определения предела текучести малоуглеродистых сталей. Сопоставительный анализ теоретических и экспериментальных результатов показывает, что математический аппарат и методы анализа ТАУ достаточно полно описывают динамические свойства совокупной системы "машина—образец".

3. Получена аналитическая зависимость относительной динамической погрешности испытательной машины от параметров системы "машина—образец", хорошо согласующаяся с ранее выполненными исследованиями и экспериментальными данными [9]. Выбор диаметра образца и назначение скорости проведения испытаний по ГОСТ 1497—84 должен быть согласован с другими параметрами системы "машина—образец". Динамическая погрешность проведения испытаний может в 10 раз и более превышать допустимую по ГОСТ 28840—90. Существующие гидравлические машины не всегда обеспечивают соблюдение условий испытаний по ГОСТ 1497—84, так как не позволяют изменять скорость активного захвата в широком диапазоне. Для устранения указанного недостатка гидравлические приводы испытательных машин необходимо выполнять комбинированными с дроссельным и объемным регулированием расхода рабочей жидкости.

### Литература

1. Детали машин в примерах и задачах: Учеб. пособ. для вузов / С. Н. Ничипорчик, М. И. Корженевский, В. Ф. Колачев и др.; Под ред. С. Н. Ничипорчика. Мн.: Выш. шк., 1981.
2. Тимошенко С. П., Гере Дж. Механика материалов. М.: Мир, 1976.
3. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1986.
4. Попов Д. Н. Динамика и регулирование гидро- и пневмоприводов. М.: Машиностроение, 1977.
5. Попов Е. П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления. М.: Наука, 1978.
6. Шагинян А. С., Андрианов Д. Н. О динамической модели разрывных испытательных машин с гидравлическим приводом // Весці НАН Беларусі. Сер. тэхн. навук. 1998. № 2. С. 15—21.
7. Ершов Б. И., Андрианов Д. Н. Экспериментальные исследования утечек жидкости в малых кольцевых зазорах // Трение и износ. 1997. Т. 18, № 2. С. 249—253.
8. Машины для испытания на растяжение МР-100, МР-200, МР-500. Армавир: ПО "Точмашприбор", 1989.
9. Андрианов Н. В., Андрианов Д. Н. Экспериментальные методы исследования погрешностей при определении предела текучести сталей // Литье и металлургия. 2001. № 4. С. 131—132.

**С 16 по 19 апреля 2002 г в г. Санкт-Петербурге  
проводится II Международная специализированная выставка**

## «ЛИТЕЙНОЕ ДЕЛО».

### Тематические разделы выставки:

- Технология и оборудование для литья под давлением.
- Технология и оборудование для изготовления форм и стержней.
- Технология и оборудование для точного литья.
- Формовочные материалы, технология и оборудование для их подготовки, регенерация формовочных смесей.
- Оборудование для модифицирования литейных сплавов и др.

**Одновременно с 14 по 19 апреля 2002 г.  
будет проводиться семинар**

## «Литье в песчаные формы»

### Основные разделы семинара:

- Технология и оборудование для изготовления форм и стержней.
- Технология и оборудование для точного литья.
- Формовочные материалы, технология и оборудование для их подготовки, регенерация формовочных смесей.
- Технология и оборудование для модифицирования литейных сплавов, дозирования и заливки литейных форм.
- САПР и моделирование литейных процессов.

**Программой семинара будет предусмотрено посещение выставок  
«Металлургия 2002», «Литейное дело-2002» и заводов.**

*Тел. для справок: (812) 247-9240, 510-3162, моб. (812) 941-3148,  
Факс: (812) 314-3360, <http://www.unirep.da.ru>,  
e-mail: [unirep@spb.cityline.ru](mailto:unirep@spb.cityline.ru)*