

УДК 531.782

Андрианов Дмитрий Николаевич

**ДИНАМИКА РАЗРЫВНЫХ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ
МАШИН С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ
ПРИВОДОМ**

05.02.03 - Системы приводов

Автореферат диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических наук

Гомель 2000

Работа выполнена на кафедре "Гидропневмоавтоматика" Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого

Научный руководитель

— доктор технических наук,
профессор Шагнян А.С.

Официальные оппоненты:

— доктор технических наук,
профессор Богдан Н.В.

— кандидат технических наук,
Пинчук В.В.

Оппонирующая организация

— Головное специализированное
конструкторское бюро по комплексу
кормоуборочных машин ПО
"Гомсельмаш" Министерства
промышленности Республики
Беларусь

Защита состоится 27 октября 2000г. в 13 часов на заседании совета по защите диссертаций К 02.13.01 в Гомельском государственном техническом университете им. П.О. Сухого по адресу:

246746, г. Гомель, пр-кт Октября, 48, корп.1, ауд.516, Гомельский государственный технический университет им. П.О. Сухого.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого.

Читат разослан "26" сентября 2000 года.

Чита



Г.И. Селиверстов

© Андрианов Д.Н., 2000

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы диссертации. Проектирование и эксплуатация современных машин сопряжены с необходимостью достоверного учета влияния различных воздействий на устойчивое функционирование изделий, их надежность и долговечность и, в первую очередь, учета прочностных свойств конструкционных материалов.

В то же время, создание конструкционных материалов (и в особенности новых) включает в себя целый комплекс исследований, в которых особое место занимают испытания по определению основных механических свойств материалов, т.к. точность оценки их механических свойств (предела текучести, предела прочности и др.) в значительной мере определяет совокупную прочность, надежность и долговечность изделий, изготавливаемых из указанных материалов.

В работах А. Кохендорфера, В. Винка, Е. Зибеля, А. Криша, В. Кравченко, Г. Ломаева и др. выполнены исследования по оценке динамических погрешностей при измерении нагрузок и даны рекомендации по выбору и регламентации режимов нагружения испытательных машин, а также приведены отдельные экспериментальные и аналитические материалы, доказывающие влияние параметров самой испытательной машины на результаты механических испытаний материалов.

В большинстве случаев в них показано, что происходит завышение важных механических характеристик материала, в том числе величины предела текучести, который является исходным параметром при проектировании машин и их деталей и установлении запаса прочности. Учет этого факта во многих случаях заставляет конструктора завышать запас прочности. Совершенно очевидно, что необоснованное завышение запасов прочности приводит к росту материалоемкости изделий, увеличению их стоимости, снижению удельных характеристик машин, ухудшению их эксплуатационных параметров, а при занижении запаса прочности - к поломкам и авариям различных технических средств.

Результаты упомянутых выше работ представляют интерес для исследователей при создании новых конструкционных материалов и разработчиков испытательной техники, однако в них содержатся уже устаревшие сведения о влиянии параметров испытательных машин и режимов испытаний на результаты оценки основных механических свойств испытуемых материалов, отсутствуют результаты, которые можно было бы отнести к вопросам теории, расчета и конструирования современных испытательных машин с гидравлическим приводом. Подобные работы проводились в середине - конце 60-х годов в Армавирском специальном конструкторском бюро испытательных машин профессором Шагиняном А.С. Данные работы по динамическому анализу испытательных машин с гидравлическим приводом впервые базировались на использовании методов теории автоматического управления (ТАУ) и на рассмотрении физики механических испытаний материалов в качестве процесса протекающего

шего в системе "машина-образец", с определением динамических погрешностей силоизмерения при оценке механических свойств испытуемых образцов.

Однако, за прошедшие годы появились новые испытательные машины, новые силоизмерительные устройства, изменилось устройство гидравлических приводов испытательных машин. Поменялись и технические требования стандартов на методы механических испытаний металлов и машины для испытания материалов на растяжение.

Изменения стандарта ГОСТ 1497-84 на методы испытаний металлов на растяжение с целью более полного соответствия зарубежным стандартам оказались весьма существенными, а появление стандарта ГОСТ 28840 на "Машины для испытания материалов на растяжение..." внесло только лишь более системную классификацию испытательных машин и совершенно не способствовало повышению их технического уровня по основным характеристикам. В упомянутом стандарте на испытательные машины наиболее слабо обособленными оказались, как и прежде, в ГОСТ 7855-84 такие основные характеристики, как: "предел допускаемой погрешности измерения нагрузки (усилий) при прямом ходе, в процентах от измеряемой нагрузки", "предел допустимой погрешности измерения деформации" и "диапазон регулирования скорости перемещения активного захвата без нагрузки". Причем последняя характеристика, по сути, не имеет никакой связи с требованиями на методы испытаний металлов на растяжение, в которых скорость нагружения устанавливается более конкретно и особенно, как ранее указывалось, при определении верхнего предела текучести в пределах до $30 \text{ Н/мм}^2\cdot\text{с}$.

Актуальность выполненных и представляемых к защите исследований заключается в том, что на основе аналитических и экспериментальных исследований достигнута возможность установить более строгую связь между требованиями стандартов на механические испытания материалов и стандартов на испытательные машины, разработать рекомендации по регламентации режимов испытания материалов по скорости нагружения, увязав последние с необходимостью выполнения требований точности оценки основных механических свойств испытуемых материалов, в целом более строго изучить физику механических испытаний материалов на растяжение, влияние динамических параметров системы "машина - образец" и режимов испытаний на точность определения основных механических свойств металлов при испытании на растяжение.

Связь работы с крупными научными программами, темами. Работа выполнялась согласно приоритетным направлениям фундаментальных исследований Республики Беларусь на 1996-2000гг.: "Механика машин, надежность и безопасность сложных технических систем. Теория проектирования, технология испытаний на основе компьютерных методов расчета и моделирования", одобренных комиссией по вопросам научно-технического прогресса при кабинете министров Республики Беларусь и в соответствии с темой научно-исследовательской работы кафедры "Гидропневмоавтоматика" Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого "Исследование ди-

намических и энергетических характеристик электрогидравлических приводов дроссельного и объемного регулирования" № Гос. рег. 19973517, входящей в республиканскую межвузовскую программу фундаментальных исследований "Разработка научных основ создания прогрессивных технологических процессов, оборудования и инструмента для машиностроительного производства Республики Беларусь".

Цель и задачи исследований. Цель диссертационной работы заключается в повышении точности проведения статических испытаний материалов на растяжение путем учета динамических параметров разрывной испытательной машины с гидравлическим приводом.

Поставленная цель была достигнута в настоящей работе путем решения следующих задач:

- проведения сопоставительного анализа существующих испытательных машин с гидравлическим приводом, методов их поверки, стандартов на методы проведения испытаний и обоснования требований к данной технике;
- разработки математической модели разрывной гидравлической испытательной машины и типовой структурной схемы системы "машина - образец";
- получения аналитической зависимости относительной динамической погрешности определения предела текучести от параметров разрывной испытательной машины с гидравлическим приводом и режимов проведения испытаний;
- исследования влияния параметров гидравлической разрывной испытательной машины и режимов проведения испытаний на точность определения механических характеристик пластичных материалов;
- проведения экспериментальных работ на реально существующих машинах с целью получения необходимых числовых данных для разработки математической модели системы "машина - образец", а также для подтверждения достоверности теоретически полученных результатов.

Объект и предмет исследований. Объектом исследования автором были выбраны испытательные машины для испытания стандартных образцов материалов на растяжение при нормальных внешних условиях.

Предмет исследования - гидравлические разрывные испытательные машины, оснащенные торсионным силоизмерителем, и гидравлические разрывные испытательные машины с электронным силоизмерителем.

Гипотеза. 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 сталей, причем относительная динамическая погрешность при проведении статических испытаний на растяжение значительно превосходит уровень погрешности, установленный ГОСТ 28840-90.

Методология и методы проведенного исследования. При разработке математической модели использовались методы ТАУ, теории гидронапряжения и физики деформируемого твердого тела. При аналитическом исследовании использовались методы ТАУ с применением математического аппарата операционно-

го исчисления. Численный анализ, построение частотных и временных характеристик осуществлены на персональном компьютере с использованием современных программных пакетов. С целью получения необходимых для теоретического анализа числовых данных и подтверждения достоверности полученных результатов проводились экспериментальные исследования на гидравлической разрывной испытательной машине типа МР-200 производства ПО "Точмашприбор" (г. Армавир, Россия) с использованием методов статистической обработки данных эксперимента.

Научная новизна и значимость полученных результатов. Обоснованы требования по оптимизации параметров новых разрывных испытательных машин и режимов испытаний материалов, реализуемых на данных машинах.

Разработана новая математическая модель разрывной гидравлической испытательной машины. На основе математической модели разработана новая типовая структурная схема.

Получены аналитические выражения для определения абсолютной и относительной динамических погрешностей измерения нагрузки при определении механических свойств материалов. Установлены наиболее важные факторы (параметры системы и режимы испытаний), влияющие на метрологические свойства современных испытательных машин.

Разработана методика и проведен комплекс экспериментальных работ на разрывных испытательных машинах для подтверждения адекватности полученных аналитических и экспериментальных результатов оценки динамических погрешностей измерения нагрузки на упомянутых выше машинах при испытании пластичных материалов.

Разработаны методы аналитических и экспериментальных оценок отдельных динамических параметров системы "машина - образец".

Предложены рекомендации по уточнению режимов нагружения при проведении статических испытаний металлов на растяжение с целью повышения точности проведения испытаний металлов на растяжение.

Практическая и экономическая значимость полученных результатов.

Практическая значимость работы заключается в том, что показаны недостатки существующего испытательного оборудования и степень его несоответствия действующим стандартам на методы испытаний. Предложены пути оптимизации динамических параметров и совершенствования конструкции выпускаемых промышленностью испытательных машин. Критерием оптимизации выбрана точность измерения нагрузок при определении механических свойств металлов по ГОСТ 1497-84. Разработана новая методика аналитических и экспериментальных исследований, позволяющая не только существенно улучшить эксплуатационные характеристики выпускаемых разрывных гидравлических испытательных машин, но и повысить достоверность результатов механических испытаний металлов, что, в конечном счете, позволяет увеличить надежность и снизить металлоемкость промышленной продукции.

Научные результаты работы и рекомендаций по их практическому применению используются при проведении статических испытаний материалов на

растяжение на Гомельском литейном заводе "Центролит", Гомельском заводе литья и нормалей, на АО "Кауно кетаус лейкла" (Литва), ОАО "Саста" - Сасовский станкостроительный завод (Россия), ОАО "Могилевский металлургический завод", в учебном процессе на кафедре "Гидропневмоавтоматика" Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого при чтении лекций по дисциплине "Исследование и испытание гидропневмоприводов" для студентов специальности Т. 05.11.00.

Экономическая значимость работы заключается в повышении точности проведения статических испытаний на растяжение, что позволяет экономить значительные средства за счет исключения повторных испытаний, а также за счет более точной оценки механических характеристик материалов. Это дает возможность обоснованно назначать коэффициент запаса прочности, что, в свою очередь, позволяет снижать материалоемкость выпускаемой машиностроительной продукции.

Основные положения диссертации, выносимые на защиту. Автором защищаются:

1. Динамическая модель разрывной испытательной машины с гидравлическим приводом и ее математическая модель в виде системы "машина-образец".

2. Новая методика аналитических исследований системы "машина-образец" по определению динамических погрешностей измерения нагрузки и регламентации режимов нагружения.

3. Соотношения, связывающие динамические параметры разрывной испытательной машины с гидравлическим приводом, режимы проведения испытаний с величиной динамической погрешности определения предела текучести.

4. Новый метод экспериментальных исследований динамической погрешности системы "машина-образец" при определении предела текучести металлов (например, малоуглеродистых сталей), которые наиболее широко используются в литейном производстве и прокатке.

Личный вклад соискателя. Научные и практические результаты диссертации, положения, выносимые на защиту, разработаны и получены лично соискателем или при его непосредственном участии.

Апробация результатов диссертации. Основные результаты исследований, содержащихся в диссертации, докладывались, обсуждались и получили одобрение на:

- 52-ой и 53-ей научно-технических конференциях профессоров, преподавателей, научных работников, аспирантов и студентов Белорусской государственной политехнической академии (г. Минск, 1997, 1999 гг.);
- международной научно-технической конференции "Современные проблемы машиноведения" (г. Гомель, 1998 г.);
- III научно-технической конференции "Ресурсосберегающие и экологически чистые технологии" (г. Гродно, 1998 г.);
- международной конференции "Актуальные проблемы измерительной техники" (г. Киев, 1998 г.);

- I международной научной конференции "Вычислительные методы и производство: реальность, проблемы, перспективы" (г. Гомель, 1998 г.);
- Asian Pacific Conference for Fracture and Strength '99 (China, 1999 г.).

Опубликованность результатов. Результаты диссертации опубликованы в 5 статьях в научных журналах, из них в 2 статьях в журнале "Известия национальной академии наук Беларуси" и 3 статьях в журнале "Трение и износ", в 2 статьях в сборнике научных трудов Ассоциации литейщиков и металлургов Республики Беларусь, в 4 статьях материалов конференций, в 5 тезисах докладов, одном положительном решении по заявке на получение патента Республики Беларусь. Общее количество опубликованных материалов составляет 58 страниц.

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, общей характеристики работы, четырех глав, заключения, списка использованных источников, трех приложений. Полный объем диссертации составляет 131 страницу, при этом 30 рисунков, 12 таблиц, приложения и список использованных источников из 126 наименований занимают 35 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении дана общая оценка роли статических испытаний материалов на растяжение и современное состояние парка испытательной техники предприятий Республики Беларусь. Очерчен круг проблем, связанных с развитием методов испытаний материалов на растяжение и применением при этом гидравлических разрывных испытательных машин.

В общей характеристике работы обоснована актуальность темы, приведен перечень проблем, нуждающихся в дальнейшем изучении, сформулированы цель и задачи исследований.

В первой главе проведен обзор развития методов статических испытаний материалов на растяжение и выполнен анализ конструкций разрывных испытательных машин с гидравлическим приводом, рассмотрены особенности испытательных машин производства таких фирм, как MTS (США), Instron (Англия), Schenk-Trebel (ФРГ), Zwick/Roell (ФРГ), Avery (Англия), ПО «Точмашприбор» (Россия), АО СКБМ (Россия), ЗАО «Стандарт-прибор» (Россия) и др. Выявлены следующие общие тенденции развития гидравлических разрывных испытательных машин:

- погрешности измерения нагрузок не должны превышать одного процента от измеряемой величины;
- для проведения испытаний машина должна иметь не менее трех диапазонов нагружения;
- обеспечение независимости точности измерения нагрузок от изменения режимов нагружения при испытаниях и параметров системы "машина - образец" на всех этапах процесса деформирования образца вплоть до его разрушения;
- отсутствие влияния элементов гидропривода на результат испытаний;
- поддержание постоянной скорости деформирования образца.

В первой главе выполнен также анализ работ по экспериментальным и аналитическим методам исследования разрывных испытательных машин, проанализированы исследования, учитывающие связь между параметрами системы "машина - образец", режимами испытаний и механическими свойствами испытуемых образцов (А. Кохендорфера, В. Винка и др.), рассмотрен ряд работ по механике деформирования малоуглеродистых сталей при одноосном растяжении, содержащих некоторые гипотезы о природе перепада напряжений на площадке текучести (В. Кестера, И.А. Одингга, В. Шпета и др.), изложены некоторые современные представления о физическом механизме данного явления, основанные на теории дислокации (по работам А. Котрелла, Д. Мак Лина и др.). На основе анализа указанных работ выполнена приведенная выше постановка задачи исследований и обоснована их методология.

Проанализированы требования действующих отечественных и зарубежных стандартов на методы испытаний металлов и испытательные машины. Рассмотрены: ГОСТ 1497-84 "Металлы. Методы испытаний на растяжение", ГОСТ 9651-84 "Металлы. Методы испытаний на растяжение при повышенных температурах", ГОСТ 11150-84 "Металлы. Методы испытаний на растяжение при пониженных температурах", ГОСТ 11701-84 "Металлы. Методы испытаний на растяжение тонких листов и лент", а также ГОСТ 28840-90 "Машины для испытания материалов на растяжение, сжатие и изгиб. Общие технические требования" и ГОСТ 8.065-85 "Государственный первичный эталон и государственная поверочная схема для средств измерения силы". Кроме того, проанализированы требования стандарта ASTM E8-88 "Стандартные методы испытания металлических материалов на растяжение" и DIN 50145-75 "Испытание на растяжение. Испытание металлов".

По требованиям ГОСТ 8.065-85 поверка испытательных машин осуществляется при скоростях нагружения близких к нулю. В то же время, при проведении испытаний по ГОСТ 1497-84 скорость нагружения на испытательных машинах значительно отличается от нуля, т.е. имеют место динамические процессы. Погрешность, возникающая при этом, может значительно превосходить величину в один процент, установленную ГОСТ 28840-90.

На этом основании сделан вывод о неполном соответствии стандартов на методы испытаний, испытательные машины и методы их поверки.

Во второй главе излагается методика аналитических исследований системы "машина - образец" и принципы построения динамической и математической моделей разрывных испытательных машин с гидравлическим приводом на примере машины МР-200 (рис.1).

Данная машина является испытательной машиной с гидравлическим приводом и торсионным силоизмерителем. По структуре главной цепи прохождения входного сигнала данная машина является замкнутой системой управления, имеющей внутренние обратные связи. В исследуемой машине, рассматриваемой как система "машина - образец", в качестве входного сигнала принята скорость движения активного захвата без нагрузки v_1 , задаваемая оператором.

В качестве выходного сигнала принято показание усилия на шкале силоизмерителя $P_{ш}$.

Входной сигнал в виде предварительно заданной скорости движения активного захвата без нагрузки v_1 пропорционален производительности насосно-аккумуляторной станции 1 без нагрузки Q_n и формирует воздействие в виде потока жидкости Q_0 , который от насосно-аккумуляторной станции 1 по трубопроводу 2 подается в нагружающие 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 (см. рис. 1).

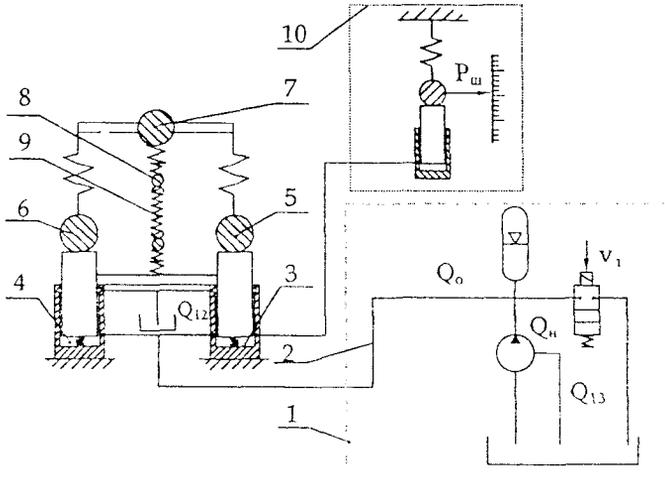


Рис. 1. Динамическая модель разрывной гидравлической машины типа МР

Производительность насосно-аккумуляторной станции без нагрузки Q_n компенсирует потери Q_{13} , производительности насосной станции под влиянием прироста удельного давления, потери на утечки в системе Q_{12} , потери расхода из-за сжимаемости жидкости в системе и затрачивается на преодоление инерционности и вязкого 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.

Управляя машиной, оператор задает расход рабочей жидкости, поступающей от насосно-аккумуляторной станции в полости нагружающих цилиндров 3 и 4 в единицу времени. Под действием поступающего под плунжер нагружающего цилиндра 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

(нагружающих 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, следовательно, в воспринимаемое оператором значение нагрузки на образце $P_{ш}$.

Таким образом, в гидравлических машинах статического действия в процессе испытания устанавливается синхронная связь между входным и выходным сигналами, т.е. между подаваемым в рабочие гидроцилиндры расходом (или скоростью перемещения активного захвата) и нагрузкой, отсчитываемой на шкале.

На рис. 2 приведена структурная схема испытательной машины типа МР, отражающая эту связь и, в целом, функционирование системы "машина-образец".

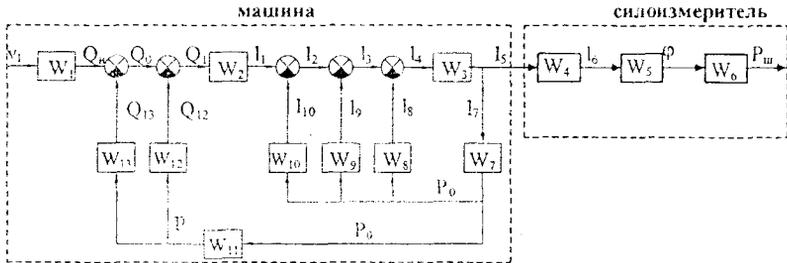


Рис. 2. Структурная схема испытательной машины типа МР

Рассмотрим подробнее структурную схему по рис. 2, в состав которой входят элементы, описываемые следующими передаточными функциями:

- регулятора скорости движения активного захвата:

$$W_1(S) = \frac{Q_n}{v_1} = F_y; \quad (1)$$

- нагружающего цилиндра:

$$W_2(S) = \frac{1}{S \cdot F_y}; \quad (2)$$

- входа в силоизмеритель:

$$W_3(S) = \frac{l_5}{l_4} = \frac{F_y}{F_c} = i; \quad (3)$$

- силоизмерителя:

$$W_4(S) = \frac{1}{\frac{m_4}{C_{k.c.}} \cdot S^2 + \frac{a_4}{C_{k.c.}} \cdot S + 1}; \quad (4)$$

- угла закручивания торсиона:

$$W_5(S) = \frac{\varphi}{l_6}; \quad (5)$$

- шкалы:

$$W_6(S) = \frac{P_{ш}}{\varphi}; \quad (6)$$

- обратной связи от входа в силовизмеритель:

$$W_7(S) = \frac{P_0}{l_7} = \frac{P_c \cdot i}{l_7} = C_{k.c.} \cdot i; \quad (7)$$

- образца:

$$W_8(S) = \frac{l_8}{P_0} = \frac{1}{C_8}; \quad (8)$$

- подвижных частей испытательной машины:

$$W_9(S) = \frac{1}{C_9 \cdot \left(\frac{m_9}{C_9} \cdot S^2 + \frac{a_9}{C_9} \cdot S + 1 \right)}; \quad (9)$$

- неподвижных частей испытательной машины:

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

- перевода усилия в давление:

$$W_{11}(S) = \frac{P}{P_0} = \frac{1}{F_4}; \quad (11)$$

- утечек в гидросистеме:

$$W_{12}(S) = \frac{Q_{12}}{p} = K_p; \quad (12)$$

- изменения производительности насосной станции в зависимости от изменения давления:

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

Здесь приняты следующие обозначения: F_u - суммарная эффективная площадь двух нагружающих цилиндров, m^2 ; Q_1 - подача насосно-аккумуляторной станции за вычетом утечек Q_{12} и потерь расхода в самом гидроприводе от роста давления Q_{13} , m^3/c ; t - время, c ; l_1 - условное перемещение активного захвата, возможное при абсолютной жесткости системы " машина - образец " (силовой рамы, гидросистемы и т.д.), m ; l_4 - условное перемещение активного захвата,

которое вызывает перемещение скалки силоизмерительного цилиндра, м; l_5 - соответствующее перемещение скалки силоизмерительного цилиндра, м; F_c - площадь скалки силоизмерительного цилиндра, m^2 ; i - отношение площади грузового цилиндра к площади силоизмерительного цилиндра; m_4 - масса подвижных частей силоизмерителя, приведенная к скалке силоизмерительного цилиндра, $H \cdot c^2/m$; α_4 - коэффициент рассеивания энергии в силоизмерителе, $H \cdot c/m$; $C_{к.с.}$ - приведенная к скалке кинематическая жесткость силоизмерителя, H/m ; φ - угол закручивания торсиона, рад.; $P_{ш}$ - нагрузка, отсчитываемая по шкале, Н; P_0 - нагрузка непосредственно на образце, Н; l_7 - входное перемещение скалки силоизмерителя, м; P_c - усилие на скалке силоизмерителя, Н; l_8 - деформация образца, м; C_8 - жесткость образца, H/m ; l_9 - приведенная к оси образца суммарная деформация гидросистемы и подвижных частей силовой рамы машины, м; m_9 - масса подвижных частей машины, $H \cdot c^2/m$; α_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 (жесткость гидросистемы машины C_1 , жесткость плунжера рабочего цилиндра C_K , жесткость верхней траверзы $C_{в.т}$, жесткость активного захвата $C_{в.з}$), H/m ; l_{10} - суммарная, приведенная к оси образца деформация силовой рамы машины, 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, H/m ; p - удельное давление в гидросистеме машины, H/m^2 ; K_y - коэффициент пропорциональности, определяемый размерами элементов грузовых и силоизмерительного цилиндров и свойствами рабочей жидкости гидросистемы, $m^5/H \cdot c$; 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, $m^5/H \cdot c$.

Общая передаточная функция в операторной форме по структурной схеме рис. 2 получена в следующем виде:

$$W_0 = \frac{P_w(S)}{v_1(S)} = \frac{W_1 \cdot W_2 \cdot W_3 \cdot W_4 \cdot W_5 \cdot W_6}{1 + W_3 \cdot W_7 \cdot [W_2 \cdot W_{11} \cdot (W_{12} + W_{13}) + W_8 + W_9 + W_{10}]} \quad (14)$$

Подставив соответствующие передаточные функции (1...13) отдельных элементов структурной схемы (см. рис. 2) в формулу (14), окончательно получим:

$$W_5 = \frac{P_w \cdot i}{l_4 \cdot S \cdot \left(\frac{m_4}{C_{4c}} \cdot S^2 + \frac{a_4}{C_{4c}} \cdot S + 1 \right) \left(1 + C_{4c} \cdot i^2 \left(\frac{K_7 + K_8}{S \cdot F_4^2} + \frac{1}{C_8} + \frac{1}{\left(\frac{m_5}{C_9} \cdot S^2 + \frac{a_5}{C_9} \cdot S + 1 \right) \cdot C_9} + \frac{1}{C_{10}} \right)} \right)} \quad (15)$$

При проведении данных исследований 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.

По подобной методике, на основе математической модели гидравлической испытательной машины с торсионным силоизмерителем, получена математическая модель, структурная схема и эквивалентная передаточная функция гидравлической испытательной машины с электронным силоизмерителем.

Анализ приведенной общей передаточной функции с помощью методов, применяемых в ТАУ, позволяет исследовать переходные процессы, протекающие в системе "машина-образец" на различных участках нагружения, оценить колебательность системы, её быстродействие, динамические ошибки и др.

Третья глава посвящена аналитическим исследованиям разрывных испытательных машин с гидравлическим приводом. Теоретические исследования были развиты в направлении изучения динамических погрешностей определения механических свойств материалов, зависящих от параметров системы "машина-образец". Структурная схема испытательной машины была расчленена на две части: нагружающее устройство машины с приводом (рис. 3) и непосредственно силоизмерительная часть W_4, W_5, W_6 по рис. 2.

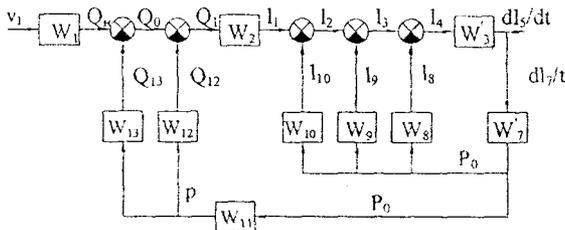


Рис. 3. Структурная схема нагружающего устройства гидравлической испытательной машины типа МР

Здесь передаточная функция входа в силоизмеритель представлена в виде:

$$W_3'(S) = \frac{dl_3/dt}{l_4} = \frac{F_*}{F_c} \cdot S = i \cdot S. \quad (16)$$

В свою очередь, передаточная функция обратной связи от входа в силоизмеритель может быть представлена как:

$$W_7'(S) = \frac{P_0}{dl_3/dt} = \frac{C_{k.c.}}{S} \cdot i, \quad (17)$$

где dl_3/dt - скорость перемещения скалки торсионного силоизмерителя v_c , пропорциональная скорости нагружения, м/с.

Общая передаточная функция нагружающего устройства машины с гидроприводом имеет вид:

$$W_M(S) = \frac{v_c(S)}{v_1(S)} = \frac{W_1 \cdot W_2 \cdot W_3'}{1 + W_3' \cdot W_7' \cdot (W_2 \cdot W_{11} (W_{12} + W_{13}) + W_8 + W_9 + W_{10})}. \quad (18)$$

Подставив в выражение (18) соответствующие значения передаточных функций (1, 2, 8...13, 16, 17) и проведя необходимые математические преобразования, получим:

$$W_M(S) = \frac{v_c(S)}{v_1(S)} = \frac{f_1 \cdot S^3 + f_2 \cdot S^2 + f_3 \cdot S}{f_4 \cdot S^3 + f_5 \cdot S^2 + f_6 \cdot S + f_7}, \quad (19)$$

где $f_1 \dots f_7$ - некоторые числовые коэффициенты, зависящие от параметров конкретной испытательной машины. В общем виде они равны:

$$f_1 = C_8 \cdot C_{10} \cdot m_9 \cdot F_u \cdot F_c; \quad (20)$$

$$f_2 = C_8 \cdot C_{10} \cdot \alpha_9 \cdot F_u \cdot F_c; \quad (21)$$

$$f_3 = C_8 \cdot C_9 \cdot C_{10} \cdot F_u \cdot F_c; \quad (22)$$

$$f_4 = F_c^2 \cdot C_8 \cdot C_{10} \cdot m_9 + C_{k.c.} \cdot F_u^2 \cdot (C_8 + C_{10}) \cdot m_9; \quad (23)$$

$$f_5 = F_u^2 \cdot C_8 \cdot C_{10} \cdot \alpha_9 + C_{k.c.} \cdot F_u^2 \cdot (C_8 + C_{10}) \cdot \alpha_9 + C_{k.c.} \cdot (K_y + K_n) \cdot C_8 \cdot C_{10} \cdot m_9; \quad (24)$$

$$f_6 = F_c^2 \cdot C_8 \cdot C_{10} \cdot C_9 + C_{k.c.} \cdot F_u^2 \cdot (C_8 + C_{10}) \cdot C_9 + C_{k.c.} \cdot (K_y + K_n) \cdot C_8 \cdot C_{10} \cdot \alpha_9; \quad (25)$$

$$f_7 = C_{k.c.} \cdot (K_y + K_n) \cdot C_8 \cdot C_{10} \cdot C_9. \quad (26)$$

Зная скорость перемещения скалки силоизмерителя, можно определить нагрузку, соответствующую инерционному приращению предела текучести при испытании образца.

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 P_T и занимает положение P_T^M . 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 уп-

руглопластичной 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. 3 сп по ГОСТ 380-82).

Движение инерционного силоизмерителя гидравлической машины в процессе испытаний в общем виде описывается следующим уравнением:

$$m_4 \cdot \ddot{x} + \alpha_4 \cdot \dot{x} + C_{к.с.} \cdot x = \frac{P_0(t)}{i}, \quad (27)$$

где x - текущее смещение скалки силоизмерителя, m ; $P_0(t)$ - функция изменения нагрузки на образце, Н.

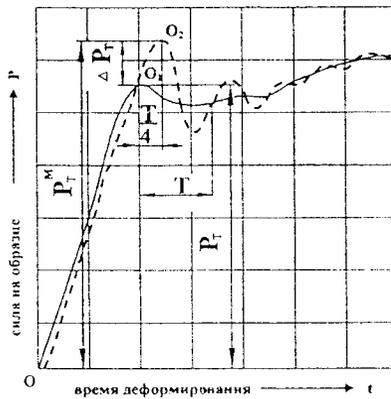


Рис. 4. Осциллограммы записи нагрузки при механических испытаниях малоуглеродистой стали:

- - - с торсионного силоизмерителя машины;
- с тензодинамометра, установленного в силовую цепь образца.

Нагрузка, достигнув площадки текучести, вызывает в образце значительные пластические деформации. Поскольку исследуемые испытательные машины с гидравлическим приводом относятся к разряду полужестких машин, появление пластических деформаций приводит к релаксации системы "машина-образец" и мгновенному сбросу нагрузки. При появлении пластических деформаций на площадке текучести жесткость образца резко уменьшается и торсионный силоизмеритель начинает колебаться вокруг положения равновесия (рис. 4).

Переместив начало отсчета системы в положение O_1 , соответствующее фактическому уровню нагрузки предела текучести P_T в силовой цепи образца,

уравнение (27) можно записать в виде уравнения свободных колебаний подвижных частей торсионного силоизмерителя:

$$m_4 \cdot \ddot{x} + \alpha_4 \cdot \dot{x} + C_{к.с.} \cdot x = 0. \quad (28)$$

Начальными условиями для выражения (28) являются параметры $x(T_T) = P_T$ и $\frac{dx}{dt}(T_T) = v_c(T_T)$, где T_T – время появления площадки текучести.

Решение уравнения (28) имеет вид:

$$x(t) = v_c(T_T) \cdot \sqrt{\frac{m_4}{C_{к.с.}}} \cdot e^{-\frac{\alpha_4}{2m_4} t} \cdot \sin \left[\sqrt{\frac{C_{к.с.}}{m_4} - \left(\frac{\alpha_4}{2m_4}\right)^2} \cdot t \right]. \quad (29)$$

Исследовав функцию (29) на экстремум, получаем, что максимальное смещение скалки силоизмерительного цилиндра будет достигнуто при первом колебании в первой четверти периода колебаний $T/4$. Это же максимальное смещение определяется по шкале силоизмерителя как нагрузка, соответствующая инерционному приращению предела текучести, которую можно представить в следующем виде:

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

где $K_d = P_{ш} / l_0$ – 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 определить относительную динамическую погрешность машины при определении предела текучести:

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

В выражении (31) $P_T = \sigma_T \cdot \pi \cdot d_0^2 / 4$ – нагрузка, соответствующая фактическому уровню предела текучести, Н; d_0 – диаметр образца, м.

При аналитическом определении относительной динамической погрешности ψ 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. 3 сп.

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 Ψ , является собственная круговая частота ω_0 силоизмерителя (рис. 5 б).

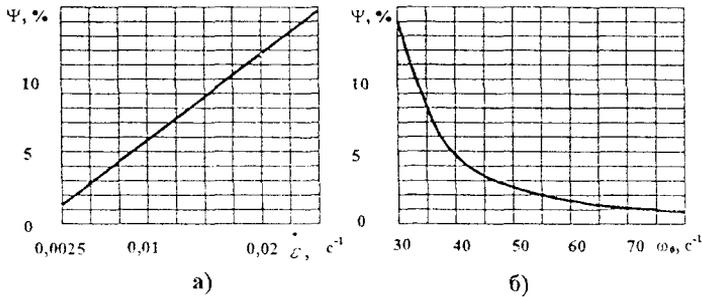


Рис. 5. Зависимость относительной динамической погрешности Ψ для образца диаметром $d_0 = 5$ мм от скорости деформирования $\dot{\epsilon}$ в пределах $0,00025 \div 0,0025$ c^{-1} (а) и собственной круговой частоты силоизмерителя ω_0 (б)

Анализ графика (рис. 5 а) показывает, что проведение испытаний при скорости деформирования $\dot{\epsilon}$, находящейся в пределах от $0,00025$ до $0,0025$ c^{-1} , как предписывает ГОСТ 1497-84, при определении предела текучести приводит к превышению относительной динамической погрешности Ψ допустимого уровня в один процент. Проведение испытаний согласно требованиям ISO 6892-84 в части назначения скорости деформирования позволяет значительно снизить относительную динамическую погрешность Ψ .

В третьей главе выполнялись также исследования влияния скорости нагружения (для образцов разного диаметра), геометрических размеров образца, жесткости подвижных и неподвижных частей испытательной машины, величины гидравлической подушки, собственной частоты силоизмерителя на величину динамической погрешности определения предела текучести малоуглеродистых сталей.

В четвертой главе приводится методика и результаты экспериментальных исследований гидравлических разрывных испытательных машин для статических испытаний материалов. Были исследованы отдельные параметры испытательной машины с гидравлическим приводом, а также в целом функционирование системы "машина-образец". Программа экспериментальных работ содержала следующие этапы:

- определение коэффициента величины утечек K_v ;
- определение коэффициента потерь расхода в гидроприводе K_n ;

- определение кинематической жесткости торсионного силоизмерителя $C_{к.с.}$;
- определение приведенной массы торсионного силоизмерителя m_4 ;
- определение коэффициента рассеяния энергии при колебаниях подвижных частей машины на масляной подушке α_9 ;
- определение коэффициента рассеяния энергии при колебаниях подвижных частей силоизмерителя α_4 ;
- определение жесткости подвижных C_9 и неподвижных C_{10} частей нагружающего устройства испытательной машины;
- исследование влияния изменения геометрических размеров стандартных образцов по ГОСТ 1497-84 на величину динамической погрешности определения предела текучести сталей;
- исследование влияния скоростей нагружения образцов на величину динамической погрешности определения предела текучести малоуглеродистых сталей.

Для экспериментального определения динамических погрешностей при проведении стандартных испытаний сталей по ГОСТ 1497-84 нагружающее устройство 1 испытательной машины с гидропривомом типа МР-200 было дополнительно оборудовано тензодинамометром 2 и диаграмма "нагрузка-время" при растяжении образца записывалась одновременно со стрелки самой испытательной машины 3 и с тензодинамометра 2, установленного в силовой цепи образца (рис. 6).

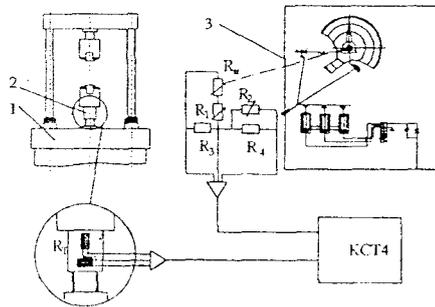
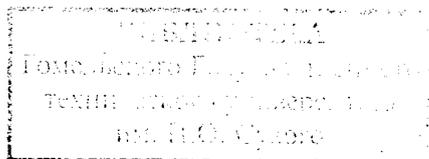


Рис. 6. Схема экспериментальной установки для определения относительной погрешности определения предела текучести

Для исследования влияния диаметра образца на точность определения предела текучести было изготовлено десять пропорциональных цилиндрических образцов диаметром 3, 5, 6, 8, 10, 15 мм по ГОСТ 1497-84. Испытания проходили при одинаковой скорости деформирования $\dot{\epsilon} = 0,00125 \text{ с}^{-1}$. Их результаты подвергались статистической обработке и представлены в виде графической зависимости (рис. 7).



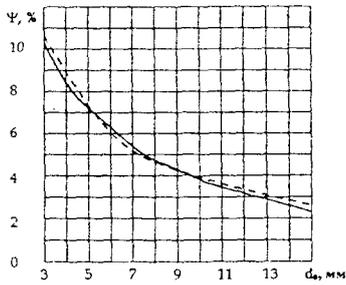


Рис. 7. Зависимость относительной динамической погрешности Ψ от диаметра образца d_0 при постоянной скорости деформирования $\dot{\epsilon} = 0,00125 \text{ с}^{-1}$;
 ————— теоретическая зависимость;
 экспериментальная зависимость.

Сравнение полученной экспериментальной и аналитической (рис. 6) зависимостей $\Psi = f(d_0)$ (см. рис. 7) показало, что их отличие между собой не превышает 8%, что доказывает правильность ранее принятых допущений и адекватность аналитических исследований экспериментальным результатам.

Аналогичным образом были получены зависимости относительной динамической погрешности Ψ от других параметров системы "машина-образец" (скорости нагружения для образцов диаметром 5, 10, 15 мм и высоты гидравлической подушки под пунжерами нагружающих цилиндров).

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 $0,00025 - 0,0025 \text{ с}^{-1}$ не всегда обеспечивает необходимую точность проведения испытаний. Рекомендуется при проведении испытаний назначать скорость деформирования не выше $30 \text{ Н/мм}^2 \cdot \text{с}$.

2. Методика выбора скорости нагружения образца с учетом податливости испытательной машины не учитывает параметров силоизмерителя.

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 $0,001 \text{ мм/с}$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В соответствии с поставленной целью для проверки выдвинутой гипотезы в диссертации получены следующие основные результаты.

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 [6, С.81-83; 7, С.86-87; 15, С.50].;

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" [1, С.15-21; 9, С.61-65; 11, С.137; 12, С.92].

3. Получена аналитическая зависимость относительной динамической погрешности испытательной машины от параметров системы "машина – образец", хорошо согласующаяся с ранее выполненными исследованиями и экспериментальными данными. 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 и более раз превышать допустимую по ГОСТ 28840-90. Существующие гидравлические машины не обеспечивают соблюдение условий испытаний по ГОСТ 1497-84, т.к. 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 [1, С.15-21; 7, С.86-87; 11, С.137; 12, С.92; 15, С.50; 16, С.146; 17, С.91-92].

4. Разработана методика экспериментального исследования ряда параметров испытательной машины с гидравлическим приводом. Экспериментально получены значения величины динамической погрешности определения предела текучести образцов из стали Ст.3.сп и установлено влияние режимов нагружения и параметров системы "машина-образец" на величину относительной динамической погрешности. Методика, позволяющая оценить динамическую погрешность определения предела текучести сталей и свести ее к стандартному значению, предложена и внедрена на 3-х предприятиях Республики Беларусь,

на предприятии России и на предприятии Литвы [3, С.782-786; 4, С.249-253; 5, С.449-453; 8, С.96-110; 16, С.146].

5. На основе методики аналитических исследований испытательной машины с торсионным силоизмерителем разработана математическая модель испытательной машины с электронным силоизмерителем и выполнен весь комплекс аналитических исследований машины типа ИР. Основные положения построения динамической модели и структурной схемы исследуемой разрывной гидравлической испытательной машины могут быть использованы при анализе других классов испытательных устройств [2, С.28-30; 10, С.112-113; 13, С.132; 14, С.134].

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ СОИСКАТЕЛЯ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

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. Шагинян А.С., Болотский В.В., Андрианов Д.Н. Аналитические исследования электрогидравлических преобразователей //Известия национальной академии наук Беларуси. – 1999. - №3. - С.28-30.

3. Ершов Б.И., Андрианов Д.Н. Оценка вязкости жидкости в расчете распределителя гидромашин //Трение и износ. – 1996. - Т.17. - №6. - С.782-786.

4. Ершов Б.И., Андрианов Д.Н. Экспериментальные исследования утечек жидкости в малых кольцевых зазорах //Трение и износ. – 1997. - Т.18. - №2. - С.249-253.

5. Шагинян А.С., Андрианов Д.Н. Методы определения коэффициента вязкого трения в гидроцилиндрах испытательных машин //Трение и износ. -- 1999. - Т.20. - №4. - С.449-453.

6. Андрианов Д.Н. Тенденции развития разрывных и универсальных испытательных машин с гидравлическим и электрогидравлическим приводом //Металлургия и литейное производство: Сб. научн. тр. /Ассоциация литейщиков и металлургов /Под. ред. Д.М. Кукуя. – Минск: Белоргстанкинпромиздат, 1997. - С.81-83.

7. Андрианов Д.Н. Вопросы применения испытательных машин с гидравлическим и электрогидравлическим нагружением на машиностроительном предприятии //Металлургия и литейное производство: Сб. научн. тр. /Под. ред. В.И. Тимошпольского и Д.М. Кукуя. – Минск: Беларуская навука, 1998. - С.86-87.

8. Шагинян А.С., Андрианов Д.Н., Болотский В.В. О двух методах экспериментального определения коэффициента рассеивания энергии в гидравлическом цилиндре испытательной машины //Современные проблемы машиноведения : Материалы межд. науч.-техн. конф. – Гомель: ГПИ, 1998. - Т.1. - С.96-110.

9. Шагинян А.С., Андрианов Д.Н., Захаров А.В. Об алгоритмическом методе линеаризации уравнения движения гидравлического исполнительного механизма системы дроссельного регулирования //Современные проблемы ма-

шиноведения: Материалы межд. науч.-техн. конф. – Гомель: ГПИ, 1998. - Т.2. - С.61-65.

10. Shaginyan A.S., Andrianov D.N. Mathematical simulation of universal test machines equipped with electrohydraulic drive //Измерение – 98: Материалы межд. конф. – Киев: КПИ, 1998. - С.112-113.

11. Shaginyan A.S., Andrianov D.N. Investigation of metrological and dynamic characteristics of repture test machines for determination of mechanical properties of materials //Asian Pacific Conference for Fracture and Strength'99 (APCFS'99). - China, 1999. -P. 137.

12. Шагинян А.С., Андрианов Д.Н. Динамика гидравлических разрывных машин //Технические ВУЗы - Республике: Материалы межд. 52-й науч.-техн. конф. профессоров, преподавателей, научных работников, аспирантов и студентов БГПА : В 7ч. - Минск, 1997. - Ч.2. - С.92.

13. Шагинян А.С., Андрианов Д.Н., Болотский В.В. Математическое моделирование динамики универсальной испытательной машины с электрогидравлическим приводом //Матер. I межд. науч. конф. "Вычислительные методы и производство". - Гомель, 1998. - С.132.

14. Шагинян А.С., Болотский В.В., Андрианов Д.Н. Математическое моделирование динамики системы "вибрационный источник – геологическая среда" с гидроусилителем типа "сопло-заслонка-золотник" //Матер. I межд. науч. конф. "Вычислительные методы и производство". - Гомель, 1998. - С.134.

15. Андрианов Д.Н. Проблемы и пути снижения материалоемкости конструкций //Тез. докл. III науч.-техн. конф. "Ресурсосберегающие и экологически чистые технологии". - Гродно, 1998. - С.50.

16. Андрианов Д.Н. К вопросу влияния гидроаккумулятора гидравлической испытательной машины на результаты испытаний на растяжение металлических образцов //Материалы межд. 53-й науч.-техн. конф. профессоров, преподавателей, научных работников, аспирантов Белорусской государственной политехнической академии : В 4ч. - Минск, 1999. - Ч.1. - С. 146.

17. Гидромашинна /Ершов Б.И., Ершов Ш.Б., Андрианов Д.Н. -№970540; Заявл. 16.10.97; Опубл. 30.09.1998 //Изобретения, полезные модели, промышленные образцы /Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь. --- 1998. - №3. - С.91-92.

РЕЗЮМЕ

Андреанов Дмитрий Николаевич

Динамика разрывных испытательных машин
с гидравлическим приводом

Испытательная машина для статических испытаний материалов на растяжение, гидравлический привод, система "машина - образец", относительная динамическая погрешность, предел текучести, малоуглеродистые стали.

Объект исследования - испытательные машины для исследования стандартных образцов материалов на растяжение.

Предмет исследования - гидравлические разрывные испытательные машины, оснащенные торсионным силоизмерителем и гидравлические разрывные испытательные машины с электронным силоизмерителем.

Цель диссертационной работы заключается в изучении влияния динамических параметров разрывных испытательных машин с гидравлическим приводом и режимов нагружения на эффективность и точность проведения стандартных статических испытаний материалов на растяжение.

Применялась комплексная методика исследований, основанная на теории автоматического управления, теории гидропривода, операционном исчислении, статистическом анализе, экспериментальных исследованиях.

Научная и практическая ценность заключается в том, что показаны недостатки существующего испытательного оборудования и степень его несоответствия существующим нормативным документам.

Предложены пути оптимизации параметров и совершенствования конструкций выпускаемых промышленностью испытательных машин. Критерием оптимизации выбрана точность измерения нагрузок при определении механических свойств металлов по ГОСТ 1497-84.

Разработана новая методика аналитических и экспериментальных исследований, позволяющая улучшить эксплуатационные характеристики выпускаемых разрывных гидравлических испытательных машин и повысить достоверность результатов механических испытаний металлов, что позволяет увеличить надежность и снизить металлоемкость промышленной продукции.

Результаты исследования в виде методики применены на 3-х предприятиях Республики Беларусь, на предприятии России и на предприятии Литвы.

Область применения - организации и предприятия черной металлургии и машиностроительного комплекса, занимающиеся проектированием, изготовлением и эксплуатацией испытательных машин с гидравлическим приводом для статических испытаний материалов на растяжение.

РЭЗІЮМЭ

Андрыянаў Дзмітрый Мікалаевіч

Динаміка разрыўных выпрабавальных машын
з гідраўлічным прывадам

Выпрабавальная машына для статычных выпрабаванняў матэрыялаў на расцягванне, гідраўлічны прывад, сістэма "машына-ўзор", адносная дынамічная хібнасць, мяжа цякучасці, малавугляродзістыя сталі.

Аб'ект даследавання – выпрабавальныя машыны для даследавання стандартных узораў матэрыялаў на расцягванне.

Прадмет даследавання – гідраўлічныя разрыўныя выпрабавальныя машыны, якія аснашчаны тарсённым сілавымяральнікам і гідраўлічныя разрыўныя выпрабавальныя машыны з электронным сілавымяральнікам.

Мэта дысертацыйнай работы заключаецца ў вывучэнні ўплыву дынамічных параметраў разрыўных выпрабавальных машын з гідраўлічным прывадам і рэжымаў нагружэння на эфектыўнасць і дакладнасць правядзення стандартных статычных выпрабаванняў матэрыялаў на расцягванне.

Прымянялася комплексная методыка даследавання, заснаваная на тэорыі аўтаматычнага кіравання, тэорыі гідрапрывада, аперацыйным вылічэнні, статыстычным аналізе, эксперыментальных даследаваннях.

Навуковая і практычная каштоўнасць заключаецца ў тым, што паказаны недахопы існуючага выпрабавальнага абсталявання і ступень яго неадпаведнасці існуючым нарматыўным дакументам.

Прапанаваны шляхі аптымізацыі параметраў і ўдасканалвання канструкцыі выпускаемых прамысловасцю выпрабавальных машын. Крытэрыем аптымізацыі выбрана дакладнасць вымярэння нагрузак пры вызначэнні механічных уласцівасцей металаў па ДАСТ 1497-84.

Распрацавана новая методыка аналітычных і эксперыментальных даследаванняў, якая дазваляе палепшыць эксплуатацыйныя характарыстыкі выпускаемых разрыўных гідраўлічных выпрабавальных машын і павысіць дакладнасць вынікаў механічных выпрабаванняў металаў, што дазваляе павялічыць надзейнасць і панізіць металаёмкасць прамысловай прадукцыі.

Вынікі даследавання ў выглядзе методыкі выкарыстаны на 3-х прадпрыемствах Рэспублікі Беларусь, на прадпрыемстве Расіі і на прадпрыемстве Літвы.

Галіна прымянення – арганізацыі і прадпрыемствы чорнай металургіі і машынабудаўнічага комплексу, якія займаюцца праектаваннем, вырабам і эксплуатацыяй выпрабавальных машын з гідраўлічным прывадам для статычных выпрабаванняў матэрыялаў на расцягванне.

SUMMARY

Andrianov Dmitry Nikolaevich

Dynamics of tensile-testing machines
with hydraulic drive.

A testing machine for the static tensile testing of materials, hydraulic drive, "machine-pattern" system, relative dynamic error, yield stress, low-carbon steels.

The object of research - testing machines for tensile testing of standard material pattern.

The subject of research — hydraulic tensile-testing machines equipped with torsion power measuring device and hydraulic tensile-testing machines with electronic power measuring device.

The aim of the thesis consists in studying the influence of dynamic parameters of tensile-testing machines with hydraulic drive and charging rates on the efficiency and accuracy of execution of standard static tensile testing of materials.

Comprehensive methods of research, based on the theory of automatic handling, the theory of hydraulic drive, operational calculus, statistical analysis, experimental studies, were applied.

Scientific and practical value consists in the fact that the disadvantages of the existing testing equipment and the degree of its nonconformity to the existing standard documentation are clearly shown.

The ways of optimising the parameters and perfecting the design of the testing machines being manufactured by industry were suggested. The accuracy of loads measurement at determining mechanical properties of metals according to GOST 1497-84 was chosen as a criterion of optimising.

A new technique of analytical and experimental researches, allowing to improve operational characteristics of manufactured hydraulic tensile-testing machines and to raise the certainty of the results of the mechanical testing, of metals, was worked out; thus, making it possible to augment the reliability and to reduce the volume of metal in the industrial output.

The results of the research were applied at 3 enterprises in the Republic of Belarus, at enterprise in the Russian Federation and at enterprise in the Lithuania in the form of a technique.

The field of application - companies and enterprises of ferrous metallurgy and machine-building complex which are engaged in engineering, manufacturing and running testing machines with hydraulic drive for static tensile testing of materials.



Андрянов Дмитрий Николаевич

**ДИНАМИКА РАЗРЫВНЫХ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ
МАШИН С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ
ПРИВОДОМ**

05.02.03 - Системы приводов

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Редактор Л.Ф. Теплякова

Подписано в печать 22.09.2000.

Формат 60x84/16 Гарнитура «Таймс».

Усл. печ. л. 1,39. Уч. - изд. л. 1.

Тираж 120 экз. Заказ № 188.

Отпечатано на ризографе ГГТУ им. П. О. Сухого, г. Гомель,
пр. Октября, 48.

Лицензия ЛВ № 399 от 14.07. 99. Лицензия ЛП №114 от 1.07.99.