

021.22
Ш-15

М В и С С О Р С Ф С Р

**НОВОЧЕРКАССКИЙ ордена Трудового Красного Знамени
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ институт имени Серго Орджоникидзе**

На правах рукописи

ШАГИНЯН А. С.

**НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ
ДИНАМИКИ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ МАШИН
СТАТИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ**

№ 161 Машиноведение и детали машин

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

М В и С С О Р С Ф С Р

НОВОЧЕРКАССКИЙ ордена Трудового Красного Знамени
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ институт имени Серго Орджоникидзе

На правах рукописи

ШАГИНЯН А. С.

621.22
17-15

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ
ДИНАМИКИ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ МАШИН
СТАТИЧЕСКОГО ДЕЙСТВИЯ

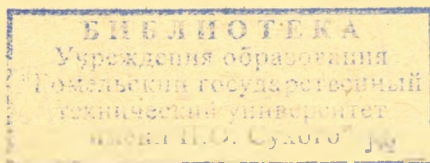
№ 161 Машиноведение и детали машин

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



8 / 917, bar=2000001434871

-917-



НОВОЧЕРКАССК—1969

№р. 2011

Работа выполнена в Армавирском специальном конструкторском бюро испытательных машин.

Научный руководитель—кандидат технических наук, доцент **Полозков А. А.**

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор **Шнейдерович Р. М.**, кандидат технических наук **Тябликов Ю. Е.**

Ведущее предприятие: научно-исследовательский и конструкторский институт испытательных машин, приборов и средств измерения масс (НИКИМП, гор. Москва).

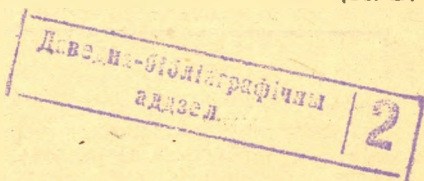
Автореферат разослан « » 1969 г.

Защита диссертации состоится « » 1969 г. на заседании совета по присуждению ученых степеней механического факультета ордена Трудового Красного Знамени политехнического института имени Серго Орджоникидзе, гор. Новочеркасск, Ростовской области, ул. Просвещения, 132.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Ученый секретарь совета института

(Н. В. Локоткова)



Вопросы повышения качества, надежности и долговечности машин, увеличения срока службы сооружений, повышения эффективности технологических процессов приобрели в текущем пятилетии (1966—1970 гг.) особую актуальность. Это предъявило более высокие требования к качеству испытательной техники, призванной осуществлять контроль прочностных свойств изделий на различных этапах их создания и эксплуатации.

Предметом настоящей работы является динамическое исследование разрывных и универсальных испытательных машин* статического действия, работающих преимущественно по принципу вынужденного деформирования образца с измерением этой деформации и нагрузки. В процессе испытания образца на машинах данного типа силовозбудительное и силоизмерительное устройства их образуют связанную многомассовую динамическую систему и входят с образцом в замкнутый силовой контур. Это обстоятельство потребовало рассмотрения механики деформирования образца в неразрывной связи с динамическими свойствами испытательной машины и стало предметом целого ряда исследований.

В этой связи следует отметить работы Е. Зибеля, А. Криша, А. Кохендорфера, В. Винка, Л. Т. Тимошука, В. С. Зотева, Б. А. Вандышева и др. В них описан ряд методов оценки динамических погрешностей при измерении нагрузок и изложены рекомендации, направленные в основном на правильный выбор и регламентацию режимов нагружения на используемых испытательных машинах. Результаты данных работ представляют значительный интерес для разработчиков испытательной техники, однако в них отсутствуют материалы, которые непосредственно можно было бы отнести к вопросам теории, расчета и конструирования современных машин статического действия.

* В работе исследуются гидравлическая машина типа ГМС—50 (новый индекс машины УММ-50), снабженная двумя пультами управления с маятниковым и торсионным силоизмерителями, и две механические машины типа УМ-5А (УММ-5), одна из которых была модернизирована и снабжена торсионным силоизмерителем (ей присвоен индекс УМ-5Б); машины типа ГМС-50 и УМ-5А имеют наибольшее распространение в СССР.

Отсутствие разработанных общих методов анализа и синтеза испытательных машин не позволяет вести рационально их проектирование в особенности в тех случаях, когда в машине одновременно функционируют электрические, гидравлические и механические системы. Инженерные расчеты при проектировании современных отечественных машин в основном сводятся к определению потребных мощностей приводов, кинематическим и прочностным расчетам. Все это зачастую приводит к тому, что вновь созданные машины не обеспечивают установленным заданием требований, а в процессе их производства и эксплуатации возникают значительные экономические потери из-за нарушения норм точности, условий испытаний и др.

Изложенное выше определило постановку задачи настоящих исследований, которая содержит:

1) разработку метода динамического анализа, общего для испытательных машин статического действия с механическим и гидравлическим возбуждением с различными силоизмерителями и позволяющего дать оценку выходных параметров системы «машина—образец» (например, динамической погрешности измерения нагрузки);

2) экспериментальные методы определения основных характеристик системы «машина—образец» и динамических погрешностей силоизмерительных устройств;

3) вопросы оптимального выбора параметров испытательных машин и регламентации режимов нагружения.

Наряду с приведенными выше основными положениями постановки задачи в нее вошли также конструктивный анализ, изыскание, разработка и внедрение в производство новых типов малоинерционных торсионных силоизмерителей.

Представляемая диссертационная работа состоит из шести глав с приложениями, включающими в себя промежуточные аналитические расчеты и осциллограммы испытанных образцов.

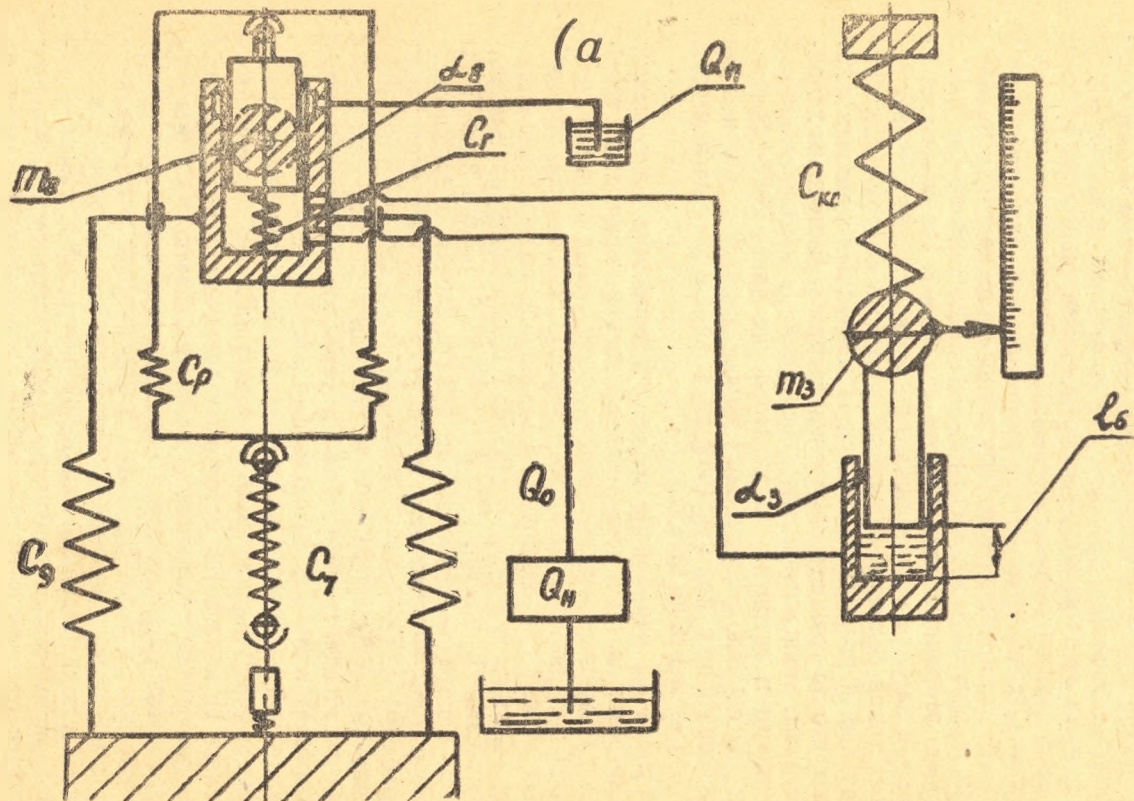
Первая глава посвящена краткому обзору развития испытательной техники за рубежом и в нашей стране. В ней выявлены основные направления в совершенствовании испытательных машин статического действия. Особое внимание уделяется вопросу поиска более совершенных силоизмерительных устройств. В конце главы дан сравнительный анализ основных параметров, выпускаемых отечественных (по ГОСТ 7855—61) и зарубежных разрывных и универсальных машин и указаны пути модернизации машин отечественного производства.

В главе II изложены основные принципы измерения нагрузок, сформулированы требования, предъявляемые к силоизмерителям статических машин и дан анализ их конструкций. В зависимости от принципа уравнивания усилия на образце (весом или упругим телом) все применяемые силоизмерители разделены на две группы: 1) маятниковые силоизмерители; 2) упругие силоизмерители (пружинные, торсионные с механической передачей эквивалентной деформации на шкалу или с помощью вторичных электронных приборов). На основе каталожных и патентных материалов рассмотрены конструкции основных типов силоизмерительных устройств современных универсальных и разрывных машин. Приведенными данными показано, что по точности измерения нагрузок, частотным характеристикам, технологичности конструкции, эксплуатационной надежности и затратам на изготовление наиболее эффективными для серийно выпускаемых машин являются торсионные силоизмерители с прямой (жесткой) передачей деформации упругого элемента на шкалу.

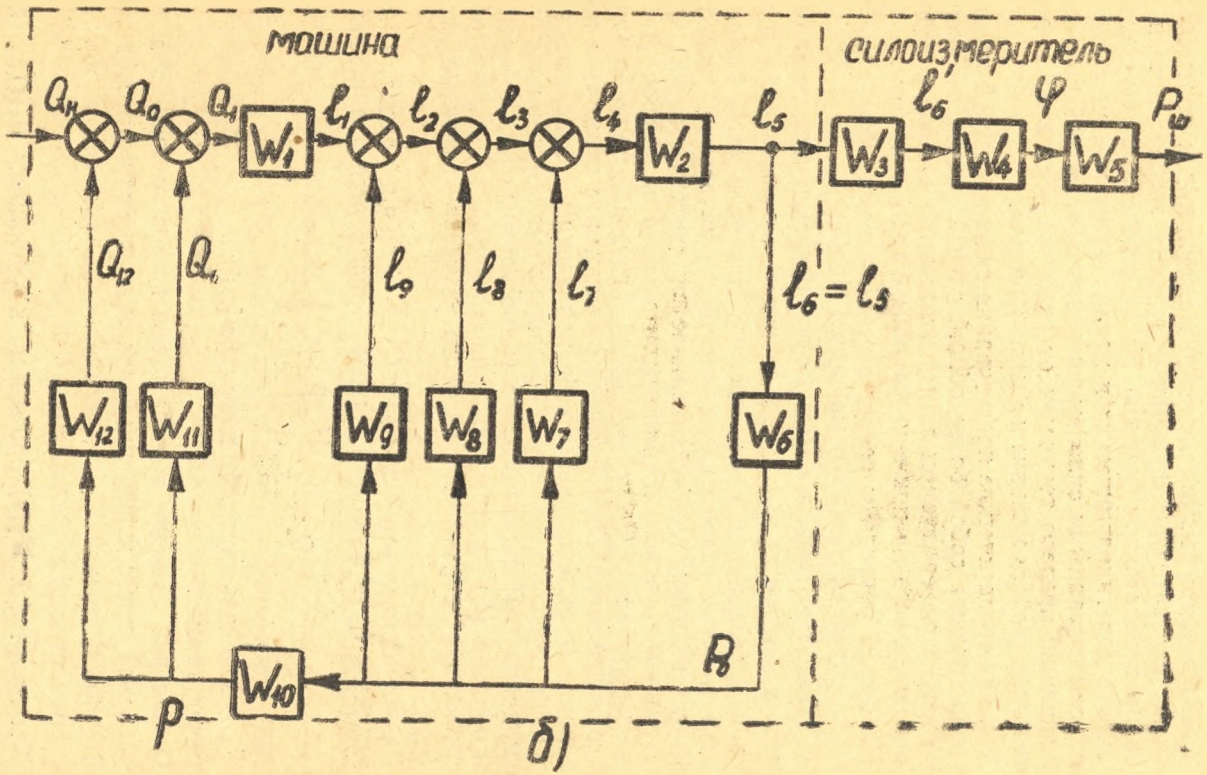
В главе III дан анализ работ, учитывающих связь между параметрами системы «машина—образец», режимами испытаний и механическими свойствами испытуемых образцов, рассмотрен ряд работ по механике деформирования малоуглеродистых сталей при одноосном растяжении, содержащие некоторые гипотезы о природе перепада 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. Коттрелла, Д. Мак Лина и др.), а также проанализированы основные работы, посвященные вопросам повышения достоверности испытаний материалов на машинах статического действия (А. Кохендорфера, В. Винка и др.). На основе анализа указанных работ выполнена приведенная выше постановка задачи настоящих исследований.

В главе IV излагается методика теоретических исследований, основанная на рассмотрении испытательной машины в виде системы управления, в которой силовое воздействие как управляющий сигнал проходит через электрическую, гидравлическую и механическую системы, многократно изменяясь, и поступает на показывающий или регистрирующий прибор.

В зависимости от структуры преобразования сигнала и структуры главной цепи выполнена классификация испытательных машин и проанализированы кинематические и структурные схемы машин с механическим и гидравлическим при-



Фиг. 1 (а, б). Динамическая модель (а) и структурная схема (б) машины ГМС-50.



водами. По динамическим моделям и структурным схемам составлены передаточные функции отдельных звеньев машин и их общие передаточные функции. На их основе установлена зависимость для гидравлических и механических машин с кинематически связанными силоизмерителями абсолютной погрешности оценки предела текучести от режимов испытаний и динамических свойств машины и силоизмерителя.

Так как теоретические исследования гидравлической машины представляют собой более общий случай разработанного метода, то в реферируемом тексте излагаются основные положения последнего на примере машины с гидроприводом.

На фиг. 1 приведены соответственно динамическая модель (а) и структурная схема (б) машины ГМС-50.

В замкнутую гидрокинематическую цепь машины подается от насоса некоторый начальный расход Q_n , вызывающий рост удельного давления p в гидросистеме. При этом из-за потерь расхода в самом гидроприводе изменяется начальный расход насоса на величину Q_{12} , устанавливается расход (утечки) Q_1 через зазоры грузового и силоизмерительного цилиндров. Действительный расход Q_1 , поступающий в грузовой цилиндр (интегрирующее звено), преобразуется в некоторое суммарное перемещение l_1 , включающее в себя приведенные перемещения плунжера грузового цилиндра, обусловленные деформацией рамы машины (l_9), сжимаемостью гидросистемы (l_8), деформацией образца (l_7) и, наконец, кинематическим отклонением маятника или деформацией упругого элемента силоизмерителя (l_4).

Зависимость между расходом Q_1 — функцией входа, и перемещением l_1 — функцией выхода, описывается уравнением:

$$Q_1 = F_u \frac{dl_1}{dt} \left[\frac{\text{см}^3}{\text{сек}} \right]$$

F_u — площадь грузового цилиндра [см²].

t — время [сек].

Отношение функции выхода звена грузового цилиндра в операторной форме к функции входа выражается некоторой передаточной функцией $W_1(s)$, устанавливающей связь между выходным и входным сигналами.

Для получения $W_1(s)$ применим к функциям $Q_1(t)$, $l_1(t)$ известное преобразование Лапласа:

$$l_1(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} \cdot l_1(t) dt = \frac{l_1}{s}$$

$$Q_1(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} \cdot Q_1(t) dt = F_{11} \cdot [l_1 - l_1(0)] ;$$

при $t=0$, $l_1(0)=0$.

Окончательно функция $W_1(s)$ выражается:

$$W_1(s) = \frac{1}{F_{11} \cdot s} \left[\frac{\text{сек}}{\text{см}^2} \right]$$

s —оператор дифференцирования [сек⁻¹].

Передаточные функции остальных звеньев машин, полученные аналогичным образом, окончательно выражаются:

$$W_2 = \frac{F_u}{F_c} = i [1] \quad \text{— функция входа силоизмерителя (маятникового или торсионного).}$$

F_c —площадь скалки силоизмерительного цилиндра [см²].

i —передаточное число машины [1],

$$W_3 = \frac{1}{m_3 \cdot s^2 + \alpha_3 \cdot s + C_{к.с.}} \quad \text{[см/кгс]} \text{— функция сило-$$

измерителя (колебательное звено),

m_3 —масса подвижных частей силоизмерителя, приведенная к скалке [кгс. сек²/см];

α_3 —коэффициент рассеяния энергии в силоизмерителе

$$\left[\frac{\text{кгс. сек}}{\text{см}} \right];$$

$C_{к.с.}$ —приведенная к скалке кинематическая жесткость силоизмерителя [кгс/см];

$$W_4 = \frac{\varphi}{I_n} \quad \text{[радиан/см]} \text{— функция угла поворота маятника или торсиона,}$$

φ —угол поворота маятника или торсиона [радиан].

l_6^1 —перемещение скалки силоизмерителя [см].

$$W_5 = \frac{P_{ш}}{\varphi} \quad \text{[кгс/радиан]} \text{— функция шкалы,}$$

$P_{ш}$ —нагрузка, отсчитываемая по шкале [кгс].

$$W_6 = C_{к.с.} \cdot i \quad \text{[кгс/см]} \text{— функция обратной связи от входа в силоизмеритель,}$$

$W_7 = \frac{1}{C_7}$ [см/кГс]—функция образца,

C_7 —жесткость образца [кГс/см].

$W_8 = \frac{1}{m_3 \cdot s^2 + \alpha_8 \cdot s + C_8}$ [см/кГс]—функция подвижных

частей собственно машины (колебательное звено).

m_3 —масса подвижных частей [кГс.сек²/см],

α_8 —коэффициент рассеяния энергии в звене подвижных частей машины [кГс.сек/см],

C_8 —суммарная жесткость гидросистемы C_r и реверсирующей рамки C_p [кГс/см].

$W_9 = \frac{1}{C_9}$ [см/кГс]—функция машины (станины),

C_9 —суммарная жесткость станины машины [кГс/см],

$W_{10} = \frac{1}{F_n}$ [л/см²]—функция перевода усилия на об-

разце в удельное давление жидкости в гидросистеме.

$W_{11} = \frac{Q_{11}}{p} = K_y$ [см⁵/кГс.сек]—функция утечек в грузовом

и силоизмерительном цилиндрах,

K_y —коэффициент утечек [см⁵/кГс.сек],

$W_{12} = \frac{Q_{12}}{p} = K_n$ [см⁵/кГс.сек]—функция податливости

гидропривода.

K_n —коэффициент потерь расхода в гидроприводе [см⁵/кГс.сек].

Общая передаточная функция гидравлической машины в операторной форме имеет вид:

$$W(s) = \frac{P_w \cdot i}{F_n \cdot l_0^3 \cdot s(a_8 \cdot s^2 + b_8 \cdot s + 1) \left\{ 1 + C_{кв} \cdot i^2 \left[\frac{1}{C_7} + \frac{1}{(a_8 \cdot s^2 + b_8 \cdot s + 1)C_8} + \frac{1}{C_9} \right] + \frac{C_{кв} \cdot i^2 (K_v + K_n)}{F_n^2 \cdot s} \right\}} = \frac{P_w(s) \left[\frac{\text{кГс} \cdot \text{сек}}{\text{см}^3} \right]}{Q_n(s) \left[\frac{\text{см}^3}{\text{кГс}} \right]} \quad (1)$$

Анализ приведенной общей передаточной функции с помощью методов, применяемых в теории автоматического регулирования, позволяет исследовать переходные процессы, протекающие в системе «машина—образец» на различных участках нагружения оценивать колебательность системы, ее быстродействие, динамические ошибки и др.

Поскольку одной из задач настоящих исследований является определение динамических погрешностей силоизмерительных устройств, то теоретические исследования были развиты именно в этом направлении. Структурная схема машины была расчленена на две части: схему машины и схему силоизмерителя. При этом значения передаточных функций по структурной схеме собственно машины сохранились прежними за исключением функций входа в силоизмеритель W_2 и обратной связи от входа в силоизмеритель W_6 , которые в данном случае соответственно имеют вид

$$W_2 = i \cdot s \left[\frac{\text{сек}}{\text{сек}} \right]$$

$$W_6 = \frac{C_{к.с.}}{s} \cdot i \left[\frac{\text{кгс} \cdot \text{сек}}{\text{см}} \right]$$

Динамические погрешности кинематически связанных силоизмерителей (маятниковых или торсионных) 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_1 . Совершенно очевидно, что 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 упругопластической 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 металлов, имеющих на диаграмме растяжения выраженную площадку текучести (испытывались образцы малоуглеродистой стали 30).

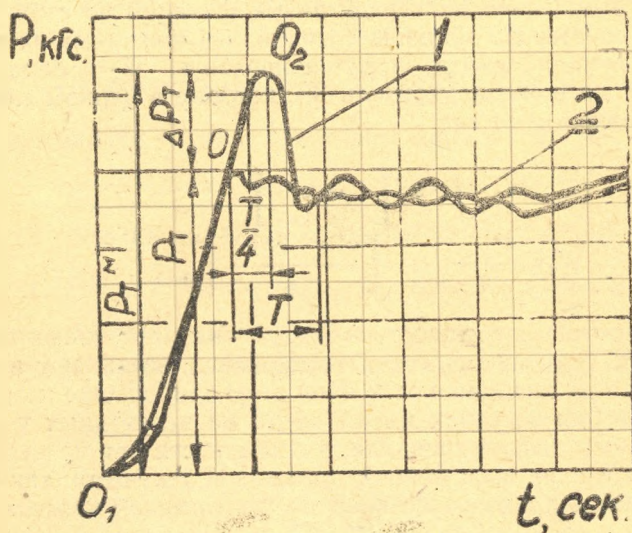
Движение силоизмерителя (маятникового и торсионного) гидравлической и механической машины в процессе испытаний

в общем виде описывается уравнением вида (см. фиг. 2):

$$m_3 \cdot \ddot{X} + \alpha_3 \cdot \dot{X} + C_{c.k.} \cdot X = \frac{1}{i} \cdot P_0(t) \quad (2)$$

где X — текущее смещение приведенной массы силоизмерителя [см],

$P_0(t)$ — функция изменения нагрузки в образце [кгс].



Фиг. 2. Оциллограмма одновременной регистрации зависимости «нагрузка—время»:

- 1 — на шкале маятникового силоизмерителя,
- 2 — на образце

Так как у материалов с выраженной площадкой текучести функции $P_0(t)$ на площадке текучести остается почти неизменной, то, будучи, колебательным звеном с весьма малым демпфированием при нагружении, силоизмеритель проходит фактический уровень нагрузки площадки текучести P_T и совершает затухающие колебания (если демпфирование по обратному ходу не приводит к аperiодическому движению).

Переместив начало отсчета системы в положение, соответствующее уровню нагрузки предела текучести P_T , уравнение (2) можно записать в виде:

$$m_3 \cdot \ddot{X}_1 + \alpha_3 \cdot \dot{X}_1 + C_{к.с.} \cdot X_1 = 0, \quad (3)$$

тогда его решение при начальных условиях

$$X_1(0) = 0, \quad \frac{dX_1(0)}{dt} = Vc_0$$

будет выражаться:

$$X_1 = A \cdot e^{-\frac{\alpha_3}{2m_3} \cdot t} \cdot \sin \left[\sqrt{\frac{C_{к.с.}}{m_3} - \left(\frac{\alpha_3}{2m_3}\right)^2} \right] \cdot t, \quad (4)$$

где $X_1(0)$ — начальное смещение приведенной массы силоизмерителя на площадке текучести [см];

Vc_0 — начальная скорость приведенной массы силоизмерителя на уровне нагрузки площадки текучести [см/сек].

A — максимальная амплитуда смещения приведенной массы силоизмерителя, определяемая из выражения:

$$A = Vc_0 \cdot \sqrt{\frac{m_3}{C_{к.с.}}} \quad [\text{см}]$$

Величиной $\left(\frac{\alpha_3}{2m_3}\right)^2$ при нагружении, когда демпфер силоизмерителя не функционирует, можно пренебречь, так как она по сравнению с величиной $\frac{C_{к.с.}}{m_3}$ является малой величиной третьего порядка.

Уравнение (4) окончательно выражается:

$$X_1 = \frac{Vc_0}{\omega_0} \cdot e^{-\frac{\alpha_3}{2m_3} \cdot t} \cdot \sin \left(\sqrt{\frac{C_{к.с.}}{m_3}} \right) \cdot t, \quad (5)$$

где ω_0 — частот свободных колебаний силоизмерителя [рад/сек].

Максимальное смещение массы силоизмерителя будет иметь место в первой четверти периода колебаний, т. е. при $t = \frac{T}{4}$:

$$X_{1 \max} = \frac{Vc_0}{\omega_0} \cdot e^{-\frac{\alpha_3}{2m_3} \cdot \frac{T}{4}} \quad (6)$$

Приведя $X_{1 \max}$ к шкале силоизмерителя можно установить аналитически максимальную величину смещения массы силоизмерителя от действительного уровня нагрузки площадки текучести P_T , т. е. максимальное значение абсолютной динамической погрешности:

$$\Delta P_T = \frac{Vc_0}{\omega_0} \cdot K_d \cdot e^{-\frac{\pi \cdot \alpha_3}{4\sqrt{m_3 c_{к.с.}}}} \quad (7)$$

где K_d — коэффициент диапазонности, определяемый из выражения:

$$K_d = \frac{P_{ш}}{I_0^1} \quad [\text{кгс/см}]$$

Для определения скорости Vc_0 по структурной схеме собственно машины (без силоизмерителя) составляется общая передаточная функция системы в операторной форме:

$$W_m(s) = \frac{V_c(s)}{Q_n(s)} \quad (8)$$

откуда $V_c(s) = Q_n(s) \cdot W_m(s)$ и после подстановки параметров машины

$$V_c(s) = \frac{Q_n \cdot i}{F_{ш} \cdot s \left[1 + i \cdot C_{к.с.} \left[\frac{1}{C_7} + \frac{1}{(a_8 \cdot s^2 + \sigma_8 \cdot s + 1)C_8} + \frac{1}{C_9} \right] + \frac{i \cdot C_{к.с.}}{F_{ш}^2} \cdot (K_y + K_n) \right]} \quad (9)$$

* Для точной оценки времени t следует пользоваться выражением:

$$t = \frac{\arctg \frac{2\sqrt{C_{к.с.} \pi i_3}}{\alpha_3}}{\omega_0}$$

Подставив в выражение (9) конкретные значения параметров системы «машина—образец» (скорость V_c определяется для машины ГМС-50 на диапазоне нагрузок 0—50 тс при жесткости образца $C_7 = 4,8 \cdot 10^5$ кГс/см) и применив обратное преобразование, скорость V_c можно выразить через время t :

$$V_c(t) = 0,0347 \cdot Q_n \cdot e^{-0,0011 t} \quad (10)$$

при $t = \tau$, $V_c(t) = V_{c0}$,

где τ —время изменения нагрузки в образце от 0 до P_T [сек].

Для некоторого упрощения время τ , выполнив соответствующие преобразования, выразим через уровень нагрузки P_T

$$V_{c0} = 0,0347 (Q_n - 0,000246 P_T). \quad (11)$$

На основе выражений (7) и (11) может быть определена относительная динамическая погрешность ψ силоизмерителя:

$$\psi = \frac{V_{c0} K_d e^{-\frac{\pi \cdot \alpha_3}{4 \sqrt{m_3 c_{\kappa c}}}}}{\omega_0 P_T} \cdot 100 \% \quad (12)$$

При аналитическом расчете можно задаться уровнем на грузки P_T , на котором предполагается появление площадки текучести, или соотношением $\frac{P_T}{P_{max}} = K_p$ (P_{max} —максимальная нагрузка принятого диапазона) для каждого диапазона и исходя из выбранных параметров системы «машина—образец» и режимов испытаний оценить количественно динамическую погрешность ψ .

Для механических машин излагаемая методика не претерпевает почти никаких изменений. Отличие обусловлено лишь спецификой силовозбуждения (отсутствием потерь энергии на утечки в неуплотненных грузовом и силоизмерительных цилиндрах и податливость гидросистемы). Полученное аналогичным образом выражение для оценки динамической погрешности механической машины имеет следующий вид:

$$\psi = \frac{V_3 \cdot i C_7 C_8 K_d e^{-\frac{\pi \cdot \alpha_3}{4 \sqrt{m_3 c_{\kappa c}}}}}{\omega_0 P_T [C_7 C_8 + C_{\kappa c} \cdot i \cdot (C_7 + C_8)]} \cdot 100 \% \quad (13)$$

где V_8 —скорость активного захвата машины [см/сек],

C_8 —жесткость машины [кгс/см],

i —передаточное число рычажной головки (для УМ-5А $i=43,5$).

В диссертации определены значения параметров исследуемых машин, передаточные функции отдельных звеньев их, а также значения относительной динамической погрешности, вычисленные по формулам (12) и (13) для различных типов силоизмерителей, диапазонов нагрузок, уровней нагрузки P_T , скоростных режимов и жесткостей испытуемых образцов. Результаты работы затабулированы.

Глава V посвящена экспериментальному исследованию машин, в первой части которой были определены для гидравлической машины

1. Коэффициент утечек K_1 ,
2. Коэффициент потерь рахода в гидроприводе K_2 ,
3. Жесткость машины C_9 ,
4. Приведенная жесткость гидросистемы C_8 ,
5. Коэффициент рассеяния энергии в колебательном звене подвижных частей машины α_8 ,
6. Коэффициент рассеяния энергии колебательного звена силоизмерителя (маятникового и торсионного) α_9 ,
7. Кинематическая жесткость маятникового и торсионного силоизмерителей $C_{к с}$,
8. Приведенная масса маятникового и торсионного силоизмерителей m_3 .

Для механических машин с маятниковым и торсионным силоизмерителями были определены:

1. Жесткость машины C_8 ,
2. Кинематическая жесткость силоизмерителей $C_{к с}$,
3. Коэффициент рассеяния энергии в колебательном звене силоизмерителей α_3 ,
4. Приведенная масса силоизмерителей m_3 .

Вторая часть экспериментальных работ была посвящена проверке результатов аналитического исследования динамических погрешностей силоизмерителей. Для этой цели при испытании образцов были одновременно записаны осциллограммы в координатах «нагрузка—время» со шкалы силоизмерителя и с тензодинамометра, включенного последовательно с образцом в кинематическую цепь. На машинах УМ-5А и УМ-5Б испытывались равножесткие образцы с жесткостью $C_7=2.10^5$ кгс/см, а на машине ГМС-50 с жесткостью $4,8 \cdot 10^5$ кгс/см. При равной

Таблица 1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	
Тип машины	Жестокость об- разца C_7 $\frac{кгс}{см.}$	Тип силоизмери- теля,	Коэффициент уровня нагрузки площадки теку- чности $K_p = \frac{P_m}{P_{max}}$	Диапазон нагру- зок, тс.	Частота свободн колебан. силоизм. ω_0 рад/сек	Начальный расх. гидропривода Q_n см ³ /сек или начальн. скорость захв. V_3 см/сек.	Динамичес- кая протреш- ность $\mu\%$	Опытная	
ГМС- -50	4,8.10 ⁶	Маятниковый	0,6	0 ± 50	3,26	16,7	4	Испы- тия не провод.	
						33,3	8,3		7,8
						42	11		10,5
		Торсионный	0,6	0 ± 20	3,2	16,7	10	9	
						33,3	22	21	
						42	27,7	26	
	4,8.10 ⁶	Маятниковый	0,6	0 ± 50	105	42	0,76	Испы- тия не провод.	
						16,7	0,5		
						42	0,7		
		Торсионный	0,6	0 ± 25	104	33,3	0,9		
						42	0,74		
						0,0067	0,74		
УМ-5	Маятниковый	0,6	0 ± 5	3,3	0,033	3,7	3,5		
					0,1	11	10		
					0,0067	1,5	1,4		
	Торсионный	0,6	0 ± 2	3,04	0,033	7,7	7		
					0,1	22,9	16		
					0,1	0,26			

Примечание: в графе 9 прочерки означают, что динамические погрешности силоизмерителей не зависят от частоты колебаний, следовательно, экспериментально не удалось жить не удалось.

БИБЛИОТЕКА

Учебно-научный центр

Физико-математический институт

Сибирского государственного

университета им. С.М. Кирова

№

43 -

жесткости образцы были выполнены таким образом, что площадка текучести при их испытании появлялась на разных уровнях нагрузок в исследуемом диапазоне. Основная часть результатов исследований сведена в таблицу 1.

Обработка осциллографических записей «нагрузка—время» наряду с экспериментальным определением динамической погрешности измерения нагрузок для испытываемых образцов позволила установить общую зависимость величины верхнего предела текучести σ_{T_0} малоуглеродистой стали 30 от свойств системы «машина—образец» и режимов испытания, которую для механической машины можно выразить следующим образом:

$$\sigma_{T_0} = \sigma_{T_0} + V_0 \left\{ K_0 + \frac{i \cdot C_7 \cdot C_8 \cdot K_3 \cdot e^{-\frac{\pi \alpha_0}{4 \nu^{m_3} C_{k_1}}}}{F_0 \omega_0 [C_7 C_8 + C_{k_1} \cdot i^2 (C_7 + C_8)]} \right\} \quad (14)$$

где σ_{T_0} — предел текучести стали 30 при скорости активного захвата машины, близкой нулю [кгс/мм²],

K_0 — опытный коэффициент, зависящий от чувствительности материала к изменению скорости деформирования [кгс·сек/мм³],

F_0 — площадь поперечного сечения образца [мм²].

Полученное выражение (14) можно применять для уточненной оценки величины верхнего предела текучести в процессе приемочных испытаний материалов, обладающих выраженной площадкой текучести, из зависимости:

$$\sigma'_{T_0} = \sigma_{T_0} - \frac{\Delta P_T}{F_0} = \frac{P_T^M - \Delta P_T}{F_0} \quad (15)$$

где P_T^M — нагрузка, соответствующая первой остановке (на площадке текучести) стрелки по шкале силоизмерителя [кгс],

σ'_{T_0} — уточненное значение верхнего предела текучести малоуглеродистой стали [кгс/мм²].

Совершенно очевидно, что на машинах с малоинерционными силоизмерителями, обладающими высокой частотой свободных колебаний, можно достигнуть весьма малых (близких нулю) значений ΔP_T и при равных условиях получить высокую достоверность результатов испытаний

В главе VI изложены вопросы оптимального выбора параметров испытательной машины и регламентации режимов испытаний по допускаемому минимуму динамических погрешностей. На базе аналитических расчетов по формулам (12), (13) для исследуемых машин построен ряд графиков в координатах $\psi\% - K_p$, позволяющих при конкретных жесткостях образцов и стандартных режимах испытаний осуществить правильный выбор диапазона нагрузок; при равных условиях измерение нагрузки с наименьшими динамическими погрешностями можно осуществить на максимальном диапазоне нагрузок, соответствующем предельному усилию машины.

Изложенные выше рекомендации по выбору диапазона нагрузок подтверждаются результатами аналитической и экспериментальной оценки динамической погрешности, которые приведены в таблице 1.

Как показывают исследования, даже в случаях строгого соблюдения рекомендаций по выбору диапазона нагрузок и скоростных режимов испытаний по ГОСТ 1497-61 динамические погрешности маятниковых силоизмерителей в несколько раз превышают допустимую погрешность.

Наряду с рациональным выбором диапазона нагрузок в данной главе рассмотрены вопросы оптимизации режимов испытаний исследуемых машин. Результаты исследований в целом подтверждают необходимость ограничения скорости активного захвата на машинах с маятниковыми силоизмерителями при испытании металлов по ГОСТ 1497-61 и ГОСТ 12004-66. При этом на малых диапазонах нагрузок устанавливаемая по расчетной длине образца скорость активного захвата приводит к более значительным динамическим погрешностям (см. табл. 2).

Таблица 2

Тип машины	Диапазон нагрузок в тс	Кoeffициент упругости нагрузки площадки текучести K_p	Размеры образца расчетные		Скорость активного захвата V_3 в мм/мин		Динамическая погрешность по установленной скорости $\psi\%$
			Диаметр в мм d_0	Длина мм l_0	По ГОСТ 1497-61	Установленная по машине	
УМ-5А	0-1	0,6	5	50	5	4	2,5
	0-2		8	80	8	8	3
	0-5		12	120	12	8	1,6
МГС-50	0-10	0,6	15	150	15	15	5,4
	0-20		25	250	25	25	5,5
	0-50		35	350	35	35	2,8

Из приведенных результатов исследования также следует, что для определения с требуемой точностью механических свойств металлов, обладающих выраженной площадкой текучести на машинах с механическим приводом с маятниковым силоизмерителем скорость активного захвата, устанавливаемую по ГОСТ 1497-61, необходимо занижать вдвое. Для гидравлических машин с маятниковым силоизмерением приведенная выше рекомендация не приемлема, так как, во-первых, привод управления активным захватом не имеет именованной задающей шкалы и рекомендации по ГОСТ 1497-61, по этой причине не могут быть выполнены, во-вторых, даже при наличии ее выбор скорости активного захвата по допустимому минимуму динамической погрешности осуществить нельзя, поскольку при малых начальных скоростях нагрузка на машине из-за утечек не может быть доведена до уровня, соответствующего площадке текучести. Поэтому, как показывают проведенные испытания, для обеспечения требуемой точности измерения нагрузок с $\psi < 1\%$ на гидравлических машинах типа ГМС-50 в начале испытания рукоятку привода управления насосом необходимо устанавливать в положение 30—50 (по шкале механизма управления расходом) и при подходе к уровню нагрузки, соответствующему пределу текучести P_T (при 0,75—0,85 P), скорость нагружения по шкале ($V_{сн}, K_a$) следует снижать почти до нуля.

Кроме приведенных выше рекомендаций в реферируемой главе показано, что оснащение испытательных машин малоинерционными торсионными силоизмерителями позволяет при обеспечении необходимой достоверности результатов испытаний увеличить в 4—5 раз производительность испытаний, упростить управление машиной, повысить к.п.д. привода нагружения. С целью оптимизации скоростных режимов испытаний для машин с торсионным силоизмерителем (ГМС-50) и (УМ-5Б) были построены соответствующие графики зависимости $\psi\% = f(V_3)$.

Основную часть реферируемой главы составляют вопросы оценки параметров испытательной машины и силоизмерительного устройства, исходя из допустимого минимума динамической погрешности. Исследованиями установлено, что на машинах с маятниковым силоизмерением повышение жесткости машин даже при строгом соблюдении ГОСТ 1497-61 по выбору скоростных режимов испытаний приводит к нарушению норм точности. Данные табл. 3 на примере механических машин показывают, что жесткость любой испытательной машины при

проектировании не может приниматься произвольно и что только применение малоинерционных силоизмерителей позволяет повысить жесткость машины без нарушения требований точности измерения нагрузок.

Таблица 3

Тип машины и силоизмерителя		УМ-5А маятниковый		УМ-5Б торсионный		
Диапазон нагрузок тс		0-2		0-2		
Коэффициент уровня нагрузки площадки текучести K_p		0,8		0,8		
Скорость активного захвата V_3 см сек.		0,0067	0,033	0,0067	0,033	
Жесткость машины C_N в $\frac{кгс}{см.}$	$1 \cdot 10^4$	Динамическая погрешность ψ %	1,1	5,5	0,06	0,3
	$2 \cdot 10^4$		2	10	0,1	0,5
	$4 \cdot 10^4$		3	15	0,17	0,85
	$6 \cdot 10^4$		3,3	19	0,21	1,05
	$8 \cdot 10^4$		4,5	22,5	0,24	1,2
	$1 \cdot 10^5$		4,8	24	0,26	1,3
	$1,2 \cdot 10^5$		5,5	26	0,28	1,4
	$1,4 \cdot 10^5$		5,5	27,5	0,29	1,45
	$1,6 \cdot 10^5$		5,7	28	0,3	1,5
	$1,8 \cdot 10^5$		6	30	0,31	1,55
$2 \cdot 10^5$	6,2	31	0,32	1,6		

Несмотря на очевидную эффективность применения малоинерционных (пружинных, торсионных и др.) силоизмерителей, повышение их частотных параметров должно быть рациональным и оправданным, ибо в противном случае это может привести к значительному усложнению конструкции силоизмерителя, увеличению его габаритов и стоимости. В связи с этим в данной работе на примере гидравлической машины ГМС-50 изложена методика выбора частотных параметров силоизмерителя по допускаемому минимуму динамической погрешности.

В выражении (12) для рассматриваемых силоизмерителей при прямом ходе сомножитель $e^{-\frac{\pi \alpha_2}{4V m_2 c_{\text{КС}}}}$ приблизительно равен единице, так как величина α_2 близка к нулю, т. е. выражение (12) будет иметь вид:

$$\psi = \frac{V c_0 \cdot K_{\partial}}{\omega_0 \cdot P_{\Gamma}} 100\% \quad (16)$$

Построив графики зависимости $\psi = f(\omega_0)$ при постоянных значениях скорости скалки $V c_0$, коэффициента диапазонности K_{∂} и нагрузки предела текучести « P_{Γ} », можно для каждого диапазона графически получить оптимальную частоту свободных колебаний силоизмерителя ω_0 из условия $\psi \leq 1\%$. По полученной частоте ω_0 устанавливаются величины приведенной массы и кинематической жесткости силоизмерительного устройства и проводится его конструктивная разработка.

Аналогичным образом можно осуществить оптимальный выбор частотных параметров кинематически связанных силоизмерителей для машин и с механическим приводом.

ВЫВОДЫ

Выполненными аналитическими и экспериментальными исследованиями показано:

1. На машинах статического действия процессы, протекающие при испытании в образце и машине, нельзя рассматривать автономными: на результаты оценки механических свойств испытуемых образцов существенное влияние оказывают не только скоростные режимы испытаний, устанавливаемые стандартами, но и динамические параметры машины и силоизмерительного устройства.

2. Математический аппарат и методы анализа теории управления, использованные в работе, достаточно полно описы-

вают динамические свойства совокупной системы «машина—образец», а полученные в результате исследований аналитические зависимости (7), (12), (13) позволяют осуществить не только регламентированный выбор параметров внозь проектируемых машин, но и выработать более точные рекомендации по рациональной эксплуатации созданных ранее машин.

3. Основные положения построения динамических моделей и структурных схем исследованных машин, а также разработанные методы экспериментальной оценки параметров системы «машина—образец», связанные с конкретным определением передаточных функций отдельных звеньев ее (системы), могут быть использованы при анализе испытательных машин циклического действия, установок для испытания на длительную прочность, машин и стендов программного нагружения или деформирования.

4. Повышение точности воспроизведения процессов испытания материалов и конструкций, а также снижение энергоемкости испытательных машин наилучшим образом может быть достигнуто увеличением их суммарной жесткости. Последнее, например, на гидравлических машинах может быть получено разработкой собственно машины с нижним расположением рабочего цилиндра (уменьшаются размеры реверсивной рамки, сокращаются коммуникации напорных трубопроводов и др.).

5. На применяемых разрывных и универсальных машинах стандартных параметров с маятниковым силоизмерением имеет место значительное расхождение резонансных частот силовозбудительного ($\omega = 100 - 200$ гц) и силоизмерительного ($\omega_0 = 0,4 - 1,0$ гц) устройств, что приводит к существенным нарушениям установленной стандартами точности измерения нагрузок и качественным искажениям действительного характера изменения нагрузок в образце на переходных и высокоскоростных режимах нагружения.

6. Для рациональной эксплуатации машин с маятниковыми силоизмерителями в ГОСТ 1497-61 необходимо внести изменения, ограничивающие скорость подвижного захвата до и после предела текучести, по крайней мере, вдвое, а также дополнить его рекомендациями по выбору диапазона нагрузок.

7. С целью повышения точности и производительности испытаний на машинах статического действия можно рекомендовать торсионные силоизмерители выбранных параметров (диапазон частот свободных колебаний 10 ± 20 гц; предельные значения измерительного момента 2500 ± 5000 кгс.см), которые являются малоинерционными силоизмерительными уст-

ройствами и по точности удовлетворяют требованиям ГОСТ 7855-61 при скоростных режимах испытаний, превышающих скорости, устанавливаемые ГОСТ 1497-61, в 4—5 раз.

8. Торсионные силоизмерители позволяют повысить на порядок жесткость выпускаемых машин без нарушения норм точности при режимах испытаний, устанавливаемых ГОСТ 1497-61.

9. Существующие гидравлические машины не обеспечивают условий испытаний по ГОСТ 1497-61, так как не позволяют точно устанавливать скорость перемещения активного захвата.

Для устранения указанного недостатка необходимо гидравлические приводы машин выполнять комбинированными (с дроссельным и объемным регулированием расхода), с точным дозированием расхода в рабочую полость цилиндра, а грузовые цилиндры выполнять с устройствами для гидростатического запирания утечек из рабочей полости.

Основные материалы диссертации содержатся в следующих работах:

1. А. С. Шагинян. Безинерционный силоизмеритель. Авторское свидетельство СССР № 153593 кл. 42к, Бюллетень изобретений № 6, 1963.

2. А. С. Шагинян. Гидравлический пресс типа ПВМ-200 ИБ № 11, НИИПМ, Москва, 1964.

3. А. С. Шагинян. Торсионный силоизмеритель гидравлических машин для испытания образцов строительных материалов, авторское свидетельство СССР № 161140, кл. 42к. Бюллетень изобретений № 6, 1964.

4. А. С. Шагинян. Исследование универсальных испытательных машин с маятниковыми и торсионными силоизмерительными устройствами. Сборник трудов РИСХМ, г. Ростов н/Дону, 1966.

5. Е. А. Веретенников, Ю. Б. Поспелов, А. С. Шагинян. Методика исследования универсальных испытательных машин. Заводская лаборатория № 2, 1966.

6. А. С. Шагинян. Об определении приведенной жесткости гидравлической системы универсальных испытательных машин. Сборник трудов РИСХМ, Ростов н/Дону, 1966.

7. А. А. Полозков, А. С. Шагинян. Метод определения диссипативности систем универсальных испытательных машин. Сборник трудов РИСХМ, Ростов н/Дону, 1966.

8. А. Г. Асан-Джалалов, А. С. Шагинян. Исследование силоизмерительного устройства машин типа УМЭ20±20Т и УМЭ—10Т. Сборник трудов РИСХМ, Ростов н/Дону, 1966.

9. А. С. Шагинян, А. Г. Асан-Джалалов, В. В. Богуцкий, Ю. К. Жулев. Методика определения приведенной жесткости испытательных машин. Приборы и средства автоматизации. ЦНИИТЭИП. Москва, выпуск 13, 1967.

10. А. С. Шагинян. Торсионный силоизмеритель к испытательным машинам статического действия. Авторское свидетельство СССР № 191164, кл. 42к. Бюллетень изобретений № 3, 1967.

11. Е. А. Веретенников, А. С. Шагинян, Г. М. Травушкин. Устройство для задания, стабилизации и измерения нагрузки. Авторское свидетельство СССР № 200261, кл. 42к. Бюллетень изобретений № 16, 1967.

12. А. Г. Асан-Джалалов, А. С. Шагинян. Устройство регулирования скорости деформирования или скорости нагружения образца в испытательных машинах. Авторское свидетельство СССР № 214177, кл. 42к. Бюллетень изобретений № 11, 1968.

13. А. В. Хмельницкий, А. С. Шагинян. Выбор параметров упругих элементов кручения ПСА, выпуск № 3, ЦНИИТЭИП, Москва, 1968.

14. А. С. Шагинян, А. Г. Асан-Джалалов, В. В. Богуцкий. Метод динамического исследования гидравлических испытательных машин. ПСА, выпуск № 4, ЦНИИТЭИП, Москва, 1968.

15. А. С. Шагинян, А. Г. Асан-Джалалов, В. В. Богуцкий. Об обратном влиянии колебаний маятника на переходные процессы, протекающие в образцах при статических испытаниях на гидравлических машинах. Сборник трудов РИСХМ, Ростов н-Дону, 1968.

16. А. А. Полозков, А. С. Шагинян, А. В. Хмельницкий. Обзор конструкций силоизмерительных устройств, применяемых в универсальных испытательных машинах статического действия. Сборник трудов РИСХМ, Ростов н/Дону, 1968.

17. А. С. Шагинян и В. В. Цымбалюк. Торсионный силоизмеритель. Авторское свидетельство СССР № 236812, класс 42к. По теме диссертации обсуждались следующие доклады:

1. Новые методы исследования универсальных гидравлических машин (Всесоюзное Отраслевое совещание по качеству, надежности и долговечности испытательных машин и весоизме-

рительных приборов, г. Армавир, ЗИМ, 1964)

2. Методика анализа гидравлических машин статического и циклического действия (Всесоюзное Отраслевое совещание. г. Армавир, ЗИМ, 1965).

3. Исследование универсальных испытательных машин статического нагружения с маятниковыми и торсионными силоизмерительными устройствами. (Семинар сектора механических испытаний ЦНИИСК им. Кучеренко, Москва, ноябрь, 1966 г.).

4. Некоторые вопросы динамики испытательных машин статического действия (семинар кафедры теории упругости Ростовского ордена Трудового Красного Знамени государственного университета. Ростов н/Дон, 1968)