

6
A65

АКАДЕМИЯ НАУК БССР
ОТДЕЛЕНИЕ ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

На правах рукописи

Инж. И.В. Михалькевич

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ
ТРУБОПРОВОДОВ ГИДРОПРИВОДОВ МАШИН**

(I6I-Машиноведение и детали машин)

АВТОРЕФЕРАТ

**диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических
наук**

**Научный руководитель —
кандидат технических
наук
Е.К. ПОЧТЕННЫЙ**

Минск, 1970

+

АКАДЕМИЯ НАУК БССР
ОТДЕЛЕНИЕ ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКИХ НАУК

На правах рукописи

Инж. И.В. Михалькевич

ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ
ТРУБОПРОВОДОВ ГИДРОПРИВОДОВ МАШИН

(I6I-Машиноведение и детали машин)

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой
степени кандидата технических
наук

Научный руководитель —
кандидат технических
наук

Е.К. ПОЧТЕННЫЙ

Минск, 1970



65

Работа выполнена в лаборатории физико-механических основ долговечности деталей машин экспериментального научно-исследовательского института машиноведения (ЭНИИМАШ) Министерства станкостроительной и инструментальной промышленности СССР.

Официальные оппоненты:

1. Доктор технических наук, профессор Цитович И.С.
2. Кандидат технических наук, доцент Тявловский М.Д.

Ведущая организация - Головное конструкторское бюро "Гидропресс".

Защита состоится на заседании Ученого совета по механике, машиностроению и металлургии Отделения физико-технических наук АН БССР в конференц-зале физико-технического института АН БССР.

Прошу принять участие в заседании Ученого совета или прислать отзыв на автореферат диссертации (в 2-х экземплярах, заверенных печатью предприятия по адресу: г. Минск, 72, ул. Подлесная, 25, ФТИ АН БССР).

Ученый секретарь
Совета

К.Т.Н. Калиновская Т.В.

- I -

Расширение области применения гидравлических приводов, возрастание конструктивной сложности, мощности, производительности и быстродействия машин при одновременном повышении требований к их надежности вызывают и повышение требований к надежности трубопроводов гидроприводов. Практика эксплуатации гидрофицированных машин показывает, что значительная часть внезапных отказов происходит из-за разрушений или нарушений герметичности трубопроводов и их соединений. Разрушение и нарушение герметичности трубопроводов в большинстве случаев происходят при рабочих давлениях значительно ниже статического разрушающего.

Анализ литературных данных по испытанию и расчету трубопроводов показывает, что расчет трубопроводов в основном ведется по статическому разрушающему давлению с введением коэффициентов запаса прочности. Экспериментальные работы по исследованию циклической прочности трубопроводов большей частью посвящены отработке конкретных гидросистем летательных аппаратов.

Характерными для условий работы трубопроводов гидравлических приводов являются периодические пульсации внутреннего давления жидкости и вызываемые ими механические колебания. На циклическую прочность трубопроводов оказывают влияние такие факторы, как характеристики прочности материала, овальность поперечного сечения, состояние внутренней поверхности, адсорбционное влияние жидкости и т.д. Все это определяет необходимость использования методов математической статистики при оценке циклической прочности трубопроводов гидравлических приводов.

В связи с вышеизложенным в настоящей работе проведена разработка и экспериментальная проверка методик оценки эксплуатационной нагруженности трубопроводов технологического оборудования машиностроительной промышленности, определения характеристик циклической прочности (с учетом рассеяния) элементов трубопроводов, расчета трубопроводов по результатам испытаний с учетом вероятности неразрушения и оценки их эксплуатационной надежности.

Диссертация состоит из введения, семи глав, заключительных выводов и приложения.

ГЛАВА I. КРАТКИЙ ОБЗОР РАБОТ ПО РАСЧЕТУ И ИСПЫТАНИЮ ТРУБОПРОВОДОВ ГИДРОПРИВОДОВ

В этой главе рассмотрены специфические условия работы трубопроводов, проведен анализ влияния на их циклическую прочность и долговечность пульсации внутреннего давления, механических вибраций, овальности поперечного сечения, адсорбционного эффекта и состояния внутренней поверхности.

Показано, что трудностью исследования циклической прочности трубопроводов является отсутствие пригодных для серийных испытаний стендовых установок, а существующие машины для испытания материалов на усталость не позволяют создавать нагрузки, полностью имитирующие действие внутреннего давления жидкости. Использование косвенных методов определения циклической прочности трубопроводов не обеспечивает необходимой точности, так как при этом не учитывается влияние многих факторов.

Существующие методы расчета и испытаний позволяют достаточно точно определять прочность трубопроводов при однократных нагружениях, однако они не учитывают рассеяние эксплуатационных нагрузок, рассеяние прочностных характеристик материала и т.п. факторов и поэтому не позволяют производить расчеты с учетом надежности (вероятности неразрушения).

Для оценки циклической прочности и надежности систем трубопроводов необходимо знать их фактическую эксплуатационную нагруженность и характеристики циклической прочности (зависимость вероятности неразрушения от величины циклического напряжения и числа циклов нагружения) материала элементов, полученные при испытаниях в условиях, близких к эксплуатационным.

ГЛАВА II. ЗАДАЧИ И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ РАБОТЫ

Задачи работы

Задачей настоящей работы является разработка и экспериментальная проверка методик испытания и расчета на циклическую прочность (с учетом вероятности неразрушения) трубопроводов гидравлических приводов на основе оценки их эксплуатационной нагруженности и характеристик циклической прочности, опре-

деляемых по результатам испытаний в условиях, имитирующих эксплуатационные. Для выполнения поставленной задачи выполнялись следующие экспериментальные работы:

1. Оценка фактической эксплуатационной нагруженности трубопроводов гидросистем технологического оборудования (на примере гидропрессов мод. ПД-476).

2. Определение характеристик циклической прочности (с учетом рассеяния) элементов трубопроводов при испытаниях в условиях, имитирующих эксплуатационные:

а) испытания образцов труб статическим и циклическим внутренним давлением рабочей жидкости;

б) испытаниях штуцерных соединений в условиях нагружения внутренним давлением жидкости и циклическим изгибающим моментом, имитирующим вибрации трубопроводов.

3. Испытание натуральных систем трубопроводов в условиях, близких к эксплуатационным.

Методика оценки эксплуатационной нагруженности трубопроводов гидросистем

Оценка эксплуатационной нагруженности трубопроводов производилась путем регистрации (осциллографирования) величин внутреннего давления жидкости и напряжений изгиба, возникающих в штуцерных соединениях при вибрации трубопроводов, на гидропрессах мод. ПД-476, работающих непосредственно в технологическом процессе производства.

Для регистрации использовались специальные датчики изгибающих моментов (динамометрические штуцеры) и манометры на базе проволочных тензодатчиков сопротивления в комплекте с тензометрическими усилителями ТА-5 и шлейфовым осциллографом Н-102.

Методика испытаний однократным нагружением

Испытанию внутренним давлением до разрушения подвергалась партия образцов труб одной поставки в количестве не менее 10 шт. В процессе испытания производилось осциллографирование давления шлейфовым осциллографом. Величина разрушающего напряжения вычислялась по формуле Ляме для макси-

мальных тангенциальных напряжений в толстостенных трубах.

По результатам испытаний вычислялись среднее значение, среднеквадратическое отклонение и доверительные интервалы для среднего разрушающего напряжения исходя из нормального распределения разрушающих напряжений.

Методика испытаний на циклическую прочность

Сроки службы циклически нагружаемых деталей как в эксплуатационных, так и в лабораторных условиях имеют значительное рассеяние. Для установления зависимости $R-\sigma-N$ требуется испытание большого числа образцов и значительных затрат времени. Поэтому нами использован ускоренный метод оценки зависимости $N=f(\sigma)$ [1]. Этот метод позволяет получить зависимость $R-\sigma-N$ по результатам испытаний небольшой выборки (не менее 10 шт) на разных уровнях нагрузки.

Для описания функциональной зависимости $N=f(\sigma)$ использовано уравнение Палмгrena-Вейбулла [2], которое хорошо согласуется с экспериментальными данными:

$$\sigma = \sigma_z + b(N+B)^{-a}, \quad (I)$$

где σ — максимальная величина действующего циклического напряжения;
 σ_z — предел выносливости материала;
 a, b, B — параметры уравнения, причем параметр "B" имеет размерность долговечности

Полагая, что при однородных циклических нагрузках рассеяние частных значений долговечностей деталей определяется рассеянием частных значений пределов выносливостей σ_{zi} , а параметры уравнения остаются постоянными, по методу наименьших квадратов $(\sigma_{zi} - \bar{\sigma}_z)^2$ находим значения параметров $a, b, B, \bar{\sigma}_z$. С этой целью для всех экспериментальных значений σ_i и N_i в уравнение (I) подставляем значения параметра "a" в диапазоне 0-2 и параметра B в диапазоне 0-10⁵ [2]. Вычисления производятся на ЭВМ.

Зависимость $R-\sigma-N$ определяется системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{zR} &= \bar{\sigma}_{zmin} - t_R \cdot S_{max} \\ [\sigma] &= \sigma_{zR} + b(N+B)^{-a} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где σ_{zR} — граничное значение предела выносливости, соответствующее кривой усталости при вероятности неразрушения;
 $\bar{\sigma}_{zmin}$ — нижняя граница доверительного интервала для среднего значения предела выносливости;
 t_R — квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности неразрушения;
 S_{max} — верхняя граница доверительного интервала для С.К.О. значения предела выносливости;
 $[\sigma]$ — допускаемая величина циклического напряжения, обеспечивающего вероятность неразрушения R при N циклов нагружений.

Поскольку при вычислении допускаемого напряжения используются граничные значения $\bar{\sigma}_{zmin}$ и S_{max} , то величина допускаемого напряжения обеспечивает вероятность неразрушения не ниже требуемой.

Методика оценки чувствительности к уровню циклических напряжений

При испытании натуральных систем трубопроводов в условиях близких к эксплуатационным нами принята методика ("вверх и вниз") оценки чувствительности к уровню циклических напряжений при фиксированной базе нагружений Z. Сущность метода заключается в последовательном испытании при напряжениях, близких к среднему разрушающему. Если предыдущий образец разрушается до истечения базы испытаний, то напряжение для следующего образца уменьшается на определенную величину Δ , а если не разрушается, то напряжение увеличивается. Это повышает точность определения среднего разрушающего напряжения или, при сохранении заданной точности, позволяет сократить объем выборки (но не менее, чем до 30-50 образцов).

Среднее выборочное значение разрушающего напряжения вычисляется по формуле:

$$\bar{\sigma} = \sigma_{min} + \Delta \left(\frac{A}{M} \pm \frac{1}{2} \right) \quad (3)$$

где $\bar{\sigma}_{min}$ - самый низкий уровень, при котором имело место рассматриваемое событие; знак "+" берется в случае анализа неразрушений, в расчет принимаются события, суммарное число которых меньше;

Δ - разность между двумя соседними уровнями нагрузки;

$$A = \sum i \cdot m_i$$

i - порядковый номер нагрузки, отсчет ведется от нуля;

m_i - число одинаковых событий на уровне;

$M = \sum m_i$ - общее число одинаковых событий.

Выборочное среднеквадратическое отклонение разрушающего напряжения вычисляется по формуле:

$$S = 1,62 \cdot \Delta \left(\frac{MB - A^2}{M^2} + 0,029 \right), \quad (4)$$

где $B = \sum i^2 \cdot m_i$.

Вычисленные по формулам (3) и (4) значения $\bar{\sigma}$ и S имеют достаточно точное приближение при выполнении следующих неравенств $0,5S \leq \Delta \leq 2S$ и $\frac{MB - A^2}{M^2} > 0,3$.

Для учета влияния выбранной величины Δ на точность определения $\bar{\sigma}$ и S , а также для случая, когда приведенные выше неравенства не соблюдаются, авторами [3] дается более сложный математический аппарат обработки экспериментальных данных.

Методика оценки вероятности неразрушения с учетом рассеяния эксплуатационных нагрузок

Изложенные выше методы оценки вероятности неразрушения относятся к случаю, когда все рассматриваемые детали работают при одинаковых стационарных циклических нагрузениях. В эксплуатационных условиях одинаковые детали работают при различных уровнях циклических напряжений, т.е. имеет место рассеяние эксплуатационных нагрузок от детали к детали. Для оценки вероятности неразрушения с учетом рассеяния эксплуатационных нагрузок можно использовать известный подход Н.Р.Ржаницина, развитый С.В. Серенсеном и В.П. Когаевым для условий циклического

нагружения, учитывающий рассеяние чувствительности деталей к уровню напряжений при фиксированном числе циклов нагружений и рассеяние фактических напряжений от детали к детали.

В соответствии с этим подходом квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности неразрушения в данных условиях может быть определен по формуле:

$$t_R = \frac{\bar{\sigma}_{2min} - \bar{\sigma}_{nmax}}{\sqrt{S_{(\bar{\sigma})}^2 max + S_{(S)}^2 max}}, \quad (5)$$

где $\bar{\sigma}_{nmax}$ $S_{(S)} max$ - верхние границы доверительных интервалов для среднего значения и С.К.О. эксплуатационных напряжений, соответственно.

Подставив в уравнение (5) вместо $\bar{\sigma}_{2min}$ значение ограниченного предела выносливости на заданной базе числа циклов нагружений получим зависимость вероятности неразрушения от числа циклов эксплуатационных нагружений с учетом рассеяния как характеристик циклической прочности материала, так и эксплуатационных напряжений от детали к детали:

$$t_R = \frac{\bar{\sigma}_{2min} + b(N+B)^{-a} - \bar{\sigma}_{nmax}}{\sqrt{S_{(\bar{\sigma})}^2 max + S_{(S)}^2 max}}, \quad (6)$$

ГЛАВА III. ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ СТЕНДЫ И СРЕДСТВА ИЗМЕРЕНИЯ

Величины разрушающих давлений для трубопроводов современных гидрофицированных машин достигают значений до 2000 кг/см² при однократном и до 1000 кг/см² при многократном (порядка $1 \cdot 10^6$) нагружениях. Отсутствие стендового оборудования и средств регистрации для проведения таких испытаний обусловили необходимость разработки и изготовления специального оборудования.

СТЕНД для испытаний высоким внутренним давлением при однократных и многократных (на малых базах) нагружениях имеет следующие характеристики:

- максимальное давление, развиваемое стендом при однократных нагружениях - 2500 кг/см²;

- максимальное давление, развиваемое стендом при циклических нагружениях - 1200 кг/см^2 ;

- максимальная частота нагружений при испытании объектов с размахом давления до 800 кг/см^2 - 1 гц.

Гидравлическая схема стенда приведена на рис. 1. Стенд имеет независимую регулировку величин высокого и низкого давления, обеспечивающую циклические испытания с коэффициентом асимметрии цикла от 0,1 до 0,9. Форма цикла - трапециoidalная. Время выдержек на высоком и низком давлениях регулируются в диапазоне 0,2-30 сек. Электрическая схема стенда предусматривает работу на наладочном и автоматическом режиме, счет числа циклов нагружений и автоматическое отключение при разрушении объекта испытаний. В гидросистеме стенда предусмотрен разделитель сред для испытания жидкостями, отличными от рабочей жидкости привода стенда.

При применении соответствующих приспособлений стенд может быть использован для циклических испытаний на растяжение-сжатие с постоянным усилием.

СТЕНД для испытания пульсирующим давлением имеет следующие характеристики:

- максимальное давление - 1000 кг/см^2 ;
- частота пульсации 5-25 гц;
- коэффициент асимметрии цикла 0,1-0,9;
- максимальный рабочий объем одной плунжерной пары - 4 см^3 ;
- давление подпитки - $10-50 \text{ кг/см}^2$.

Гидрокинематическая схема стенда приведена на рис. 2. Стенд состоит из двух симметрично расположенных двухкаскадных блоков с соответствующей аппаратурой управления. Принцип работы рассмотрим на примере нижнего блока. От насоса подпитки I через обратные клапаны 3 и 7 поступает рабочая жидкость. При вращении приводного вала с регулируемыми эксцентриками 5 и 9 плунжеры получают возвратно-поступательное движение. При ходе плунжера 4 первого каскада вниз давление в его рабочей камере увеличивается и он осуществляет подпитку плунжера 8 второго каскада через обратный клапан 7; Максимальное давление при этом ограничивается предохранительным клапаном 6. При ходе плунжера 8 вниз давление в его рабочей камере

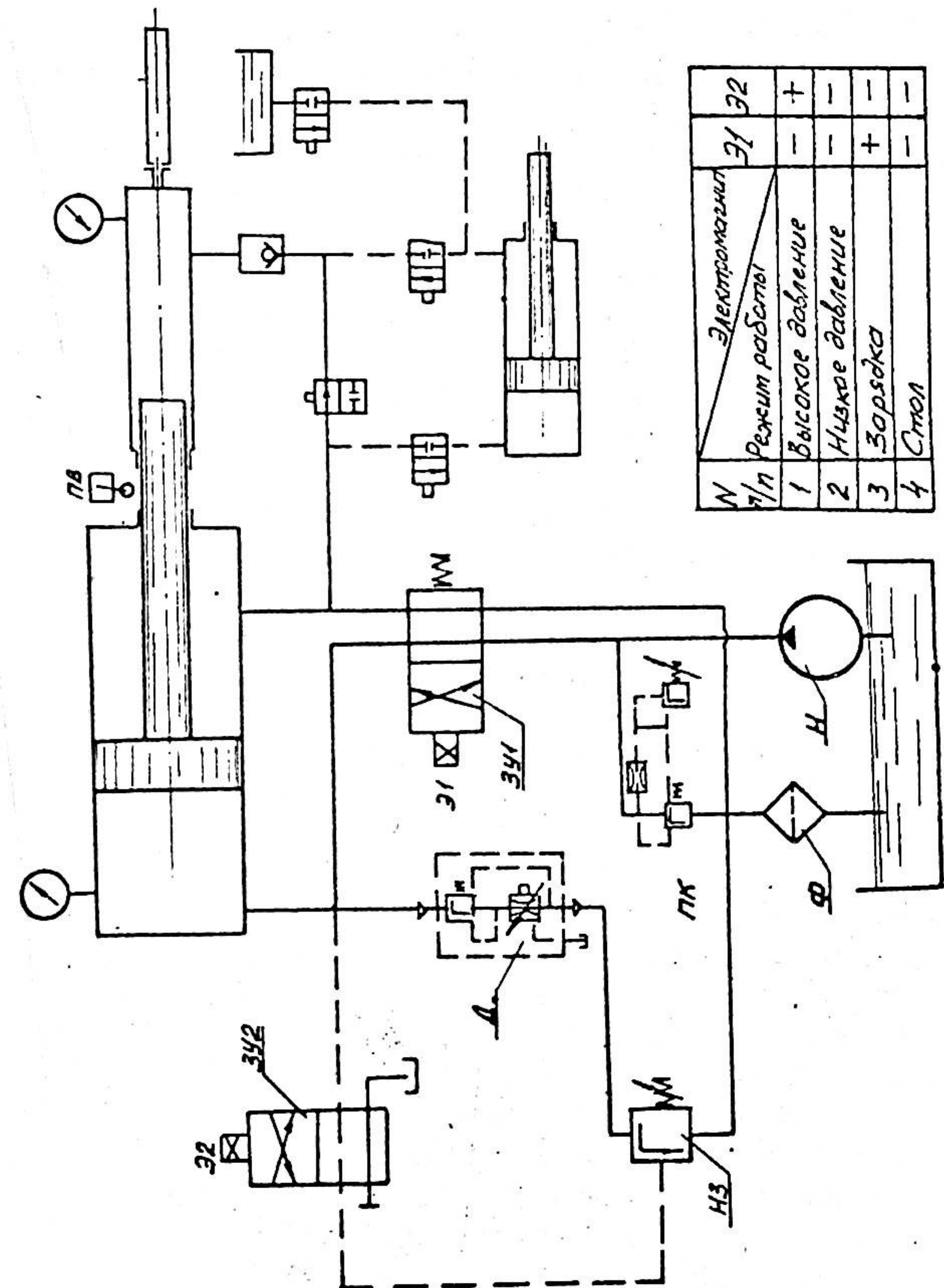


Рис. 1

и объектах испытания увеличивается до настройки предохранительного клапана 10, а при ходе вверх уменьшается до величины давления, развиваемого плунжером 4.

Эксцентрик 9 смещен относительно эксцентрика 5 на 90° по направлению вращения, что обеспечивает подпитку второго каскада во время реверса плунжера 8 на нагнетание.

Для уменьшения потерь на дросселирование устанавливаются минимальные хода эксцентриков, обеспечивающие требуемую пульсацию давления. Форма пульсации давления в объектах испытания при этом приближается к синусоидальной.

Стенд оснащен аппаратурой контроля давления и автоматического отключения стенда при разрушении объекта испытания.

Стенд для испытания штуцерных соединений на циклический изгиб при одновременном воздействии внутреннего давления жидкости состоит из закрепленного на сварной станине электродвигателя, на вал которого насажен регулируемый эксцентрик; от последнего через шатун колебания передаются на трубопровод, присоединяемый к испытываемому штуцеру. В колодку крепления штуцера подводится давление от грузопоршневого манометра. Стенд оснащен аппаратурой контроля давления и автоматического отключения при разрушении объекта испытания.

ДАТЧИКИ давления построены на базе тензодатчиков сопротивления, наклеиваемых на тонкостенные цилиндры (для измерения давлений до 500 кг/см^2) или погружаемых непосредственно в жидкость для измерения давления до 2500 кг/см^2 . Показания датчиков линейны на всем диапазоне, погрешность показаний не превышала 3-5%.

ДАТЧИКИ напряжений изгиба (динамометрические штуцеры) представляют собой концевые штуцерные соединения трубопроводов с наклеенными тензодатчиками сопротивления на цилиндрическую часть в непосредственной близости к конической резьбе.

Все датчики предназначены для работы с тензодатчиками усилителями типа ТА-5 и 8АНЧ-7М.

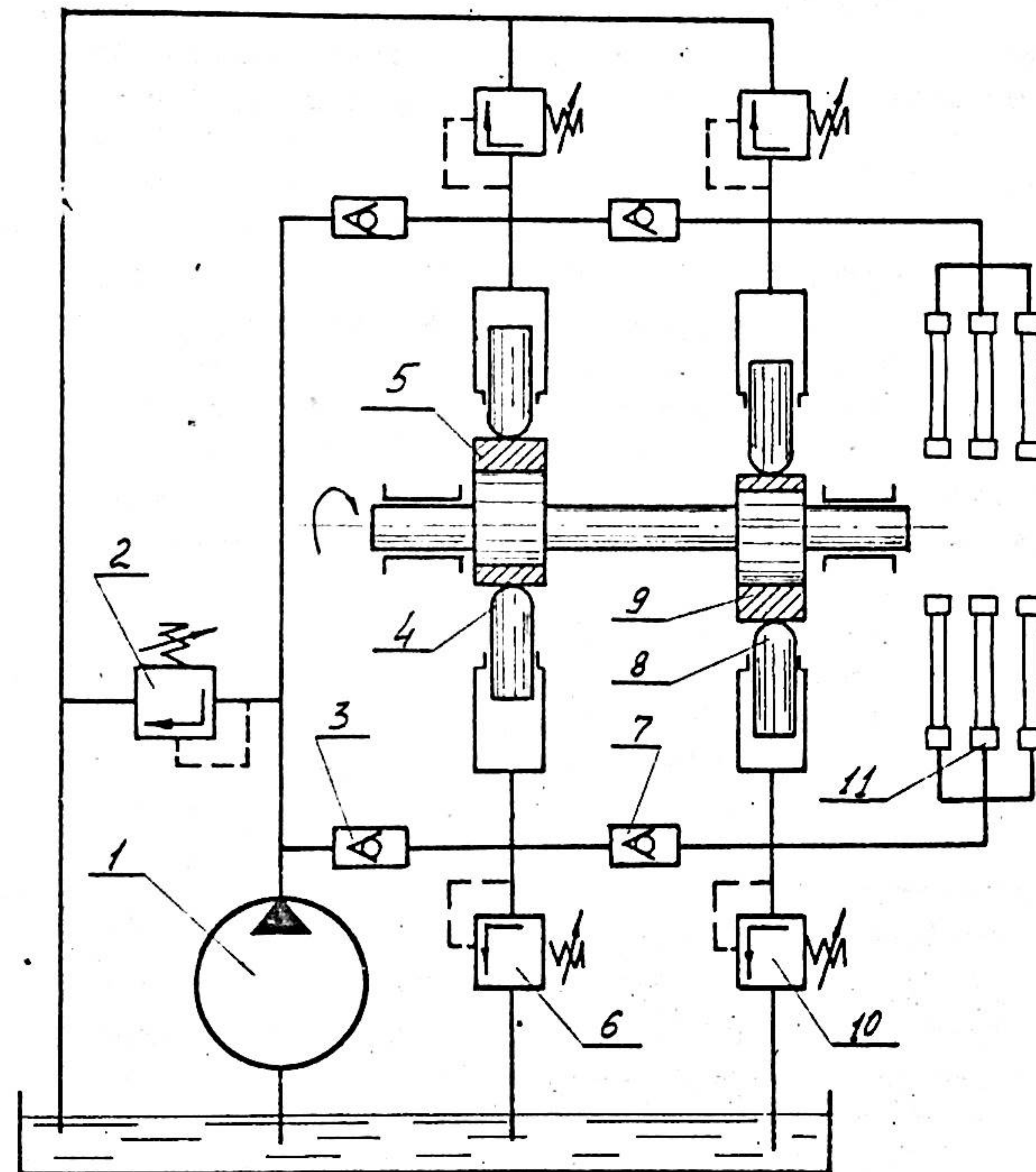


Рис. 2

В качестве объектов исследования при оценке эксплуатационной нагруженности трубопроводов технологического оборудования машиностроительной промышленности приняты гидропрессы мод. ПД-476, предназначенные для изготовления деталей из термоактивных пластмасс, а также для вытяжных и штамповочных работ. Номинальное усилие прессования - 160 тонн, максимальное рабочее давление в гидросистеме - 320 кг/см². Привод осуществляется от трехплунжерного насоса, что определяет наличие в гидросистеме значительных пульсаций давления и вибрации трубопроводов.

Опыт эксплуатации прессов мод. ПД-476 показал, что примерно на 5% прессов ежедневно имели место разрушения штуцерных соединений трубопроводов. Проверка нагруженности прессов показала, что их технологическая загрузка соответствует паспортным данным.

Результаты осциллографирования величин рабочих давлений и напряжений изгиба в штуцерных соединениях трубопроводов в таблице I.

Таблица I

Результаты оценки эксплуатационной нагруженности

Исследуемая величина	: Среднее значение	: С.К.О.
Максимальное пиковое давление в рабочей магистрали, кг/см ²	324	23,8
Размах колебания давления в рабочей магистрали, кг/см ²	52	4,6
Давление в линии управления, кг/см ²	176	54,5
Размах колебаний давления в линии управления, кг/см ²	100	25,7
Амплитуда циклических напряжений изгиба в штуцерных соединениях линии управления, кг/см ²	7	3,3

Таким образом, трубопроводы гидросистем испытанных прессов работают в условиях нагружения пульсирующим давлением жидкости, которое вызывает вибрацию трубопроводов и значительные циклические напряжения изгиба, что подтверждает необходимость испытания трубопроводов пульсирующим давлением жидкости

и циклическим изгибом.

ГЛАВА V. ИСПЫТАНИЕ ТРУБ ВНУТРЕННИМ ДАВЛЕНИЕМ ЖИДКОСТИ

Объекты испытания

В качестве объектов испытания приняты образцы применяемых в гидросистемах машин труб 9х1,5х215-МЗ ГОСТ 716-64 и 18х1х215-20 ГОСТ 8734-58 в состоянии поставки.

Результаты испытания медных труб

Образцы медных труб испытывались как однократным нагружением до разрушения, так и циклическим нагружением внутренним давлением рабочей жидкости (масло "Индустриальное-20") на базе $1 \cdot 10^6$ циклов с частотой нагружения около 1 гц.

В результате испытания однократным нагружением партии из 10 образцов труб 9х1,5х215-МЗ ГОСТ 716-64 получено, что среднее разрушающее напряжение равно 26 кг/мм², а С.К.О. этой величины - 1 кг/мм². Определены доверительные интервалы для $\bar{\sigma}_s$ и $S_{(6s)}$ и построен график зависимости $R - \sigma$ для испытанных труб.

По результатам испытания партии (9 образцов) медных труб циклическим нагружением внутренним давлением с коэффициентом асимметрии цикла $\gamma = 0,2$ вычислены значения параметров управления долговечности (2): $\bar{\sigma}_\gamma = 10,3$ кг/мм², $B = 120000$ циклов, $b = 522000$, $a = 0,92$ и $S_{(6\gamma)} = 0,8$ кг/мм². Определены доверительные интервалы для $\bar{\sigma}_\gamma$ и $S_{(6\gamma)}$, дана зависимость $R - \sigma - N$ для испытанных труб.

Результаты испытания стальных труб

Три партии образцов стальных труб 18х1х215-20 ГОСТ 8734-58 по 20 образцов испытывались циклическим нагружением внутренним давлением с частотой 5,7 гц при коэффициентах асимметрии цикла $\gamma = 0,2; 0,4$ и $0,6$. Результаты обработки полученных экспериментальных данных приведены в таблице 2.

Таблица 2

Результаты испытания труб
18х18х215 ГОСТ 8734-58

№ п/п	Обозначение параметров и их размерность	Значения параметров		
		Коэффициенты асимметрии цикла		
		0,2	0,4	0,6
1.	$\bar{\sigma}_2$ кг/мм ²	30,8	34,8	45,9
2.	$\bar{\sigma}$	$1,18 \cdot 10^{10}$	237,4	$2,07 \cdot 10^7$
3.	B циклы	42000	5000	1000
4.	α	1,904	0,323	2,21
5.	$S_{(\sigma_2)}$ кг/мм ²	1,5	1,0	0,7

Полученные данные позволили определить для испытанных труб зависимости $R - \sigma - N$ при разных коэффициентах асимметрии циклической нагрузки. Показано, что асимметрия цикла значительно влияет на долговечность повторно-нагружаемых внутренним давлением труб.

ГЛАВА VI. ИССЛЕДОВАНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ШТУЦЕРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ТРУБОПРОВОДОВ

Трубопроводы и их соединения в гидросистемах машин работают в условиях воздействия пульсирующего внутреннего давления рабочей жидкости и механических колебаний труб (вибраций), вызывающих циклические напряжения изгиба. Проведенные испытания штуцерных соединений В-Г91-II однократным до 2500 кг/см² и многократным до 800 кг/см² нагружением внутренним давлением свидетельствуют, что основной причиной разрушения таких соединений в гидросистемах прессов мод. ПД-476 могут быть вибрации, вызывающие циклические напряжения изгиба.

Проведенные испытания выборки концевых штуцеров В-Г91-II на циклический изгиб при одновременном воздействии статического внутреннего давления жидкости позволили определить для них зависимость $R - \sigma - N$. Получены следующие значения параметров уравнения долговечности: $\bar{\sigma}_2 = 21,6$ кг/мм², $B = 1000$ циклов, $\bar{\sigma} = 981,35$, $\alpha = 0,361$ и $S_{(\sigma_2)} = 5,3$ кг/мм².

Вычислены доверительные интервалы для $\bar{\sigma}_2$ и $S_{(\sigma_2)}$. Графики рав-

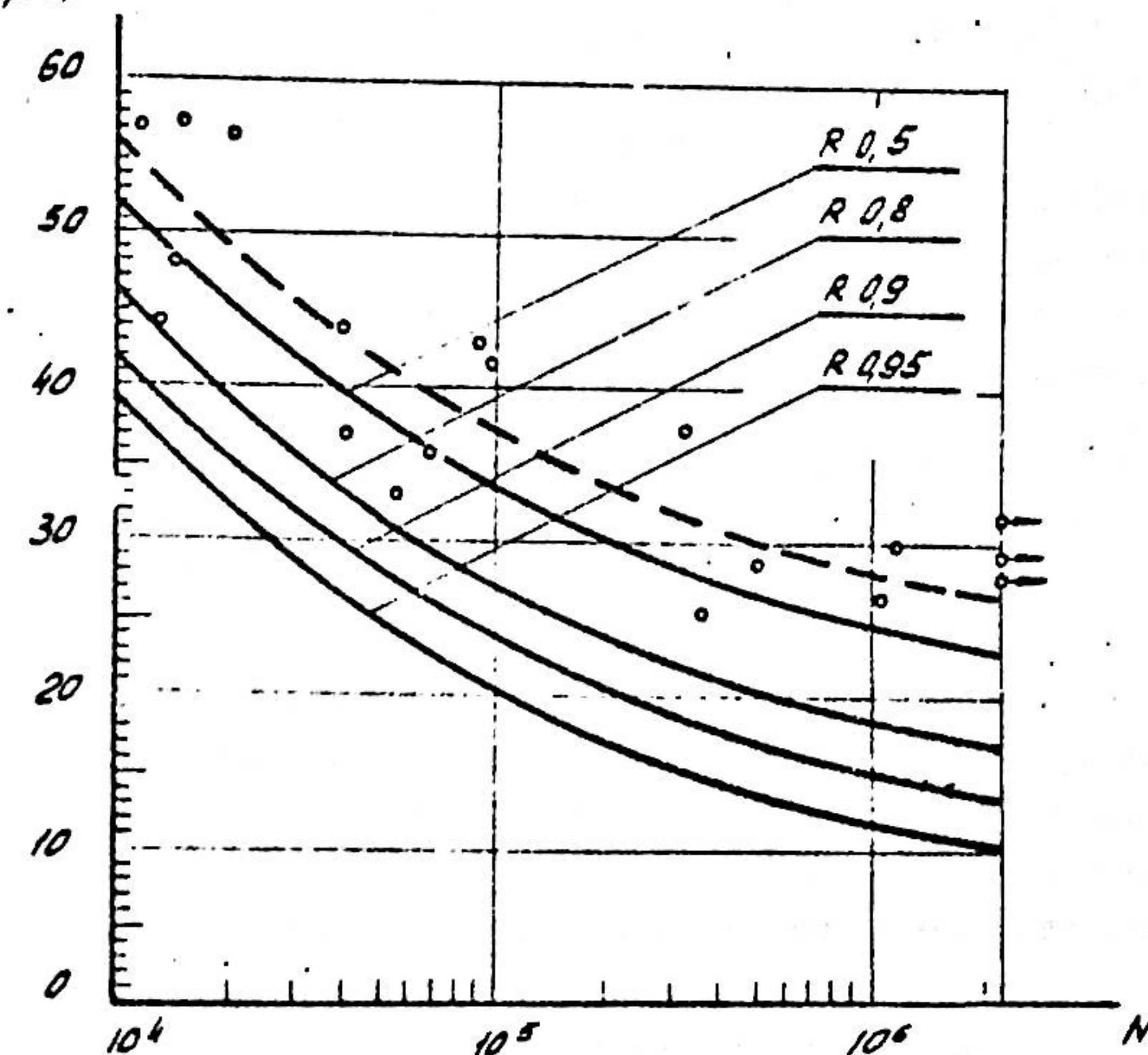


Рис.3

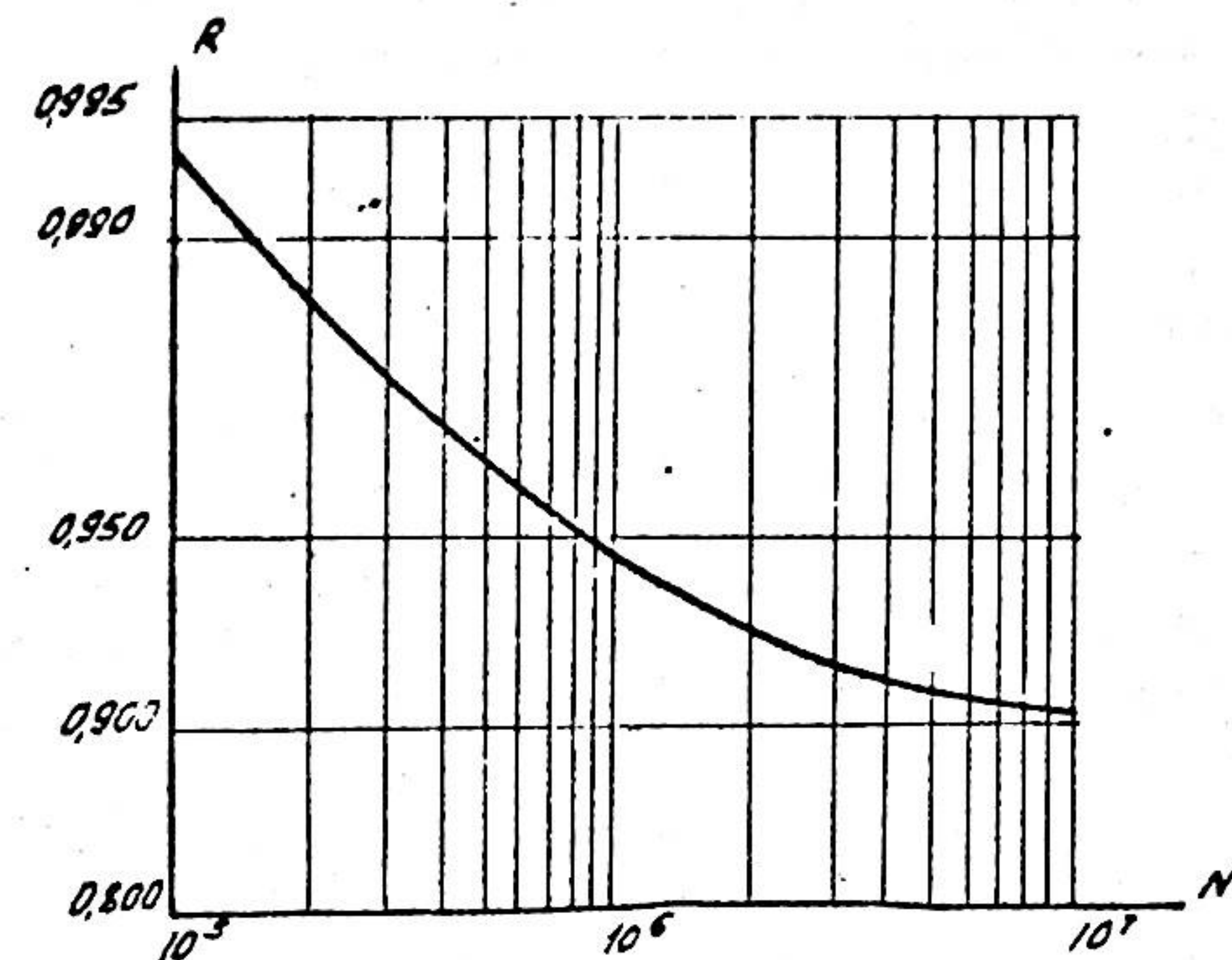


Рис.4

ной вероятности неразрушения в зависимости от действующего напряжения и числа циклов нагружений приведены на рис. 3.

По результатам оценки эксплуатационной нагруженности и стендовых испытаний на циклическую прочность, исходя из уравнения (6) построена зависимость вероятности неразрушения штуцерных соединений В-Г9I-II от числа циклов эксплуатационных напряжений на гидропрессах мод. ПД-476 (рис. 4). Полученные данные хорошо согласуются с эксплуатационными.

ГЛАВА УП. ОЦЕНКА ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТИ СИСТЕМ ТРУБОПРОВОДОВ К УРОВНЮ ЦИКЛИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ ВНУТРЕННИМ ДАВЛЕНИЕМ

Проведены испытания натурных систем трубопроводов из труб 9хI,5 и 6хI-МЗ ГОСТ 716-64 в условиях, имитирующих эксплуатационные. Испытания проводились по методу "вверх и вниз" на базе $I \cdot 10^4$ циклов. По экспериментальным данным вычислены среднее разрушающее напряжение (ограниченный предел выносливости на базе $I \cdot 10^4$ циклов) $\bar{\sigma} = 19,6$ кг/мм² и его С.К.О.

$S = 0,6$ кг/мм². Найдена зависимость величины допускаемого напряжения от требуемой вероятности неразрушения.

В приложении приведены программа на ЭВМ для обработки экспериментальных данных по испытанию на циклическую прочность и расчет влияния допускаемых по ГОСТу отклонений геометрических размеров на величину напряжений

В Ы В О Д Ы:

I. Основной задачей проведенного исследования была разработка и экспериментальная проверка методик испытаний и расчета трубопроводов гидроприводов машин на циклическую прочность с учетом вероятности неразрушения, а также получение статистических характеристик циклической прочности некоторых распространенных стандартных элементов трубопроводов. Для решения этой задачи использован математический аппарат теории вероятности и математической статистики, разработано специальное стендовое оборудование и проведены лабораторные и эксплуатационные испытания.

Разработаны и экспериментально проверены методики испытания и расчета на циклическую прочность с учетом вероятности неразрушения трубопроводов, работающих в условиях как стационарного циклического нагружения, так и рассеяния эксплуатационных нагрузок от объекта к объекту.

2. Предложенные методики испытаний и расчета по полученным экспериментальным данным позволяют определять:

- допускаемые напряжения по заданному сроку службы (числу циклов нагружений) и требуемой вероятности неразрушения;
- допускаемое число циклов нагружений по известной величине циклической нагрузки, заданному сроку службы и требуемой вероятности неразрушения;
- надежность (вероятность неразрушения) по известной величине циклического напряжения и заданному сроку службы.

3. Разработанные методики оценки и учета эксплуатационной нагруженности позволяют производить оценку надежности (вероятности неразрушения) трубопровода в зависимости от срока службы в условиях рассеяния эксплуатационных циклических нагрузок от объекта к объекту.

4. В работе получены статистические характеристики циклической прочности стандартных элементов трубопроводов:

- труб 9хI,5х2I5-МЗ ГОСТ 6I7-64,
- труб I8хIх2I5-20 ГОСТ 8734-58,
- концевых штуцеров В-Г9I-II.

5. Учитывая, что системы трубопроводов современных машин состоят из стандартных элементов (труб, деталей соединений и т.д.), целесообразно проводить испытания этих элементов на заводах-изготовителях по предложенной в настоящей работе методике с целью определения статистических характеристик циклической прочности и вносить эти характеристики в соответствующие стандарты.

6. Для выбора оптимальных конструкций систем трубопроводов целесообразно на опытных образцах проводить (с использованием предложенных методик и датчиков для оценки эксплуатационной нагруженности) измерения динамических напряжений и принимать конструктивные решения исходя из полученных результатов измерений и характеристик циклической прочности элементов трубопроводов.

7. Разработанное при проведении настоящей работы стендовое оборудование в процессе эксплуатации показало высокую надежность и хорошую стабильность работы и может быть рекомендовано для проведения циклических испытаний деталей машин внутренним давлением жидкости (стенды на давление 1000 и 2500 кг/см²) и на циклический изгиб при одновременном воздействии внутреннего давления (стенд для испытания штуцерных соединений).

8. Разработанные датчики давления жидкости (тензодатчик) и напряжений изгиба (динамометрические штуцеры) могут быть рекомендованы для измерений как в лабораторных, так и в производственных условиях.

9. Результаты настоящей работы могут быть использованы при испытаниях и расчетах на циклическую прочность (с учетом вероятности неразрушения) при проектировании и отработке монтажа систем трубопроводов гидравлических прессов и других гидрофицированных машин.

Результаты работы докладывались на:

1. Республиканской научно-технической конференции по повышению качества, надежности и долговечности машин, оборудования и приборов (Минск, 1966).

2. Научно-техническом семинаре "Обсуждение результатов исследований гидравлических устройств" (Минск, 25-26 ноября 1968 г.).

Основные материалы диссертации опубликованы в следующих работах:

1. МИХАЛЬКЕВИЧ И.В. и ПОЧТЕННЫЙ Е.К. Испытание трубопроводов внутренним пульсирующим давлением. -Сб. "Вопросы оценки усталостной долговечности материалов и деталей машин", ЭНИИМАШ, Минск, 1968.
2. МИХАЛЬКЕВИЧ И.В. и ПОЧТЕННЫЙ Е.К. Метод оценки надежности деталей машин по чувствительности к уровню циклического нагружения. -Сб. "Повышение качества, надежности и долговечности машин, приборов и оборудования". ИНТИП, Минск, 1967.
3. ПОЧТЕННЫЙ Е.К. и МИХАЛЬКЕВИЧ И.В. Исследование циклической прочности штуцерных соединений трубопроводов гидропрессов. -Сб. "Обсуждение результатов исследований гидравлических устройств", Москва, 1969.

4. ПОЧТЕННЫЙ Е.К., МИХАЛЬКЕВИЧ И.В. и КРУЧЕК Е.В. Оценка вероятности неразрушения штуцерных соединений с учетом рассеяния эксплуатационных нагрузок. -Сб. "Качество и надежность металлообрабатывающего оборудования", Москва, 1969.

ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА:

1. ПОЧТЕННЫЙ Е.К. Ускоренный метод оценки $P(S, N)$ для условий циклического нагружения. -Сборник докладов участников семинара по ускоренным испытаниям на надежность и долговечность машин и приборов, состоявшегося 23-24 марта 1966г. в г.Минске, НИИ машиноведения и автоматизации, Минск, 1966.
2. ВЕЙБУЛЛ В. Усталостные испытания и анализ их результатов. М. "Машиностроение", 1964.
3. DIXON W.J. and MOOD A.M. A method for obtaining and analyzing sensitivity data. -"Journal of the American Statistical Association", 1948, v.43, N 241, 109-126.

АТ 00046. Подписано к печати 13.1.71г. Тираж 150 экз.
Заказ № 6. Отпечатано на роталпринте Института тепло- и
массообмена АН БССР, г.Минск, Подлесная, 25.