

6  
А-36

АКАДЕМИЯ НАУК КИРГИЗСКОЙ ССР  
УЧЕНЫЙ СОВЕТ ПО ГЕОЛОГИИ И ГОРНОМУ ДЕЛУ

На правах рукописи

А. ЫЗАБЕКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ  
В ГИДРОСИСТЕМЕ ГИДРООБЪЕМНЫХ УДАРНЫХ  
МЕХАНИЗМОВ

Специальность № 05.172 — Горные машины

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Фрунзе 1972

40



АКАДЕМИЯ НАУК КИРГИЗСКОЙ ССР  
УЧЕНЫЙ СОВЕТ ПО ГЕОЛОГИИ И ГОРНОМУ ДЕЛУ

На правах рукописи

А. ИЗАБЕКОВ

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЛНОВЫХ ПРОЦЕССОВ В ГИДРОСИСТЕМЕ  
ГИДРООБЪЕМНЫХ УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Специальность №05.172 - Горные машины

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

Фрунзе - 1972



Работа выполнена в лаборатории силовых импульсных систем  
отдела научных основ комплексной механизации и автоматизации  
буровой техники Института автоматики АН Киргизской ССР.

НАУЧНЫЕ РУКОВОДИТЕЛИ

Член-корреспондент АН Киргизской ССР,

доктор технических наук, профессор

Кандидат технических наук

О.Д. Алимов

С.А. Басов

ОФИЦИАЛЬНЫЕ ОППОНЕНТЫ:

Академик АН Киргизской ССР,

доктор технических наук, профессор

Кандидат технических наук

Ю.Е. Неболюбов

А.Ф. Лисовский

Ведущее (рецензирующее) предприятие - Научно-исследовательский  
и проектно-конструкторский институт горного машиностроения  
(НИПИГОРМАШ), г. Свердловск.

Защита диссертации состоится " \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 1972г. на  
заседании Ученого Совета по геологии и горному делу АН Кирг.ССР  
( г. Фрунзе, бульвар Дзержинского, 30).

Автореферат разослан " \_\_\_\_\_ " \_\_\_\_\_ 1972г.

Просим Вас и сотрудников Вашей организации, интересующихся  
темой диссертации, принять участие в заседании Ученого Совета  
или прислать свои отзывы в 2-х экземплярах ( заверенные печатью)  
по адресу г. Фрунзе, бульвар Дзержинского 30, Ученому секретарю.

С диссертацией можно ознакомиться в Центральной библиотеке  
АН Кирг.ССР (г. Фрунзе, б. Дзержинского 30).

Ученый секретарь

кандидат геолого-минералогических наук

В.В. Малыгин

Центральная научная библиотека

395595

Увеличение производительности и экономической эффективности  
буровых работ неразрывно связано с созданием все более мощных  
и надежных в эксплуатации бурильных машин вращательно-ударного  
действия. Одним из перспективных направлений в решении этой за-  
дачи является создание ударных узлов с электрогидравлическим при-  
водом. В нашей стране впервые был создан промышленный образец  
гидрофицированной бурильной машины БКГ с гидрообъемным ударным  
узлом для бурения шпуров в крепких породах вращательно-ударным  
и вращательным способами.

Работы в направлении создания и исследования гидравличес-  
ких ударных механизмов и гидрофицированных бурильных машин вра-  
щательно-ударного действия проводятся в Кузнецком научно-исследо-  
вательском угольном институте, Институте автоматики АН Киргиз -  
ской ССР, Карагандинском и Фрунзенском политехнических институ-  
тах, на Кузнецком машиностроительном заводе в Институтах "Гипро-  
машеобогатение", "Циииподземмаш" и в других организациях.

Лабораторные и промышленные испытания опытных образцов бу-  
рильных машин типа БКГ конструкции института КузНИУИ с гидравли-  
ческими ударными узлами показали перспективность и целесообраз-  
ность дальнейшего проведения работ по созданию электрофицирован-  
ной буровой техники с гидрообъемным приводом.

В качестве энергоносителя в гидравлических ударных механиз-  
мах применяется жидкость ( минеральное масло). В полостях меха-  
низмов и в напорных трубопроводах, имеющих значительную протя-  
женность, содержатся значительные объемы рабочей жидкости. Нерав-  
номерное потребление жидкости и многократные переключения орга-  
нов управления ( клапанов, золотников), сопровождающие работу



гидравлического ударного механизма, обуславливают возникнове-  
ние в трубопроводах скачкообразных изменений давления и скорос-  
ти жидкости, которые могут оказывать значительное влияние на  
энергетические показатели. Отсюда возникли задачи по исследова-  
нию волновых процессов в гидросистеме и выбору ее параметров и  
структуры.

Решению этих задач и посвящена наша работа, состоящая из  
введения, трех глав, заключения и приложения, содержащего резуль-  
таты расчетов и экспериментальные данные. В работе 150 страниц  
машинописного текста и 50 рисунков. Список литературы содержит  
98 наименования.

В работе защищается методика исследования волновых процессов  
в гидрообъемных ударных устройствах, основанная на рассмотрении  
единичного цикла движения рабочего органа - бойка; математичес-  
кое описание взаимодействия жидкости с подвижным элементом в гид-  
росистеме с сосредоточенной упругостью и без неё; сведения, по-  
лученные о системе в результате анализа уравнений; методика и тех-  
ника экспериментального исследования; обоснование алгоритма выбора  
параметров пневмогидроаккумуляторов; новые задачи, вытекающие  
из проделанных исследований.

В первой главе приведены краткие сведения о гидрообъемных  
виброударных механизмах, применяемых в бурильных машинах.

В результате рассмотрения характерных конструкций гидрообъем-  
ных ударных механизмов "сконструирована" динамическая модель  
(рис. I) и показано, что рабочий процесс в ней можно разделить  
на движение плунжера вместе с бойком к ограничителю под дейст-  
вием жидкости - рабочий ход, удар бойка об ограничитель - соуда-  
рение, и возврат бойка в исходное положение при вытеснении жид-

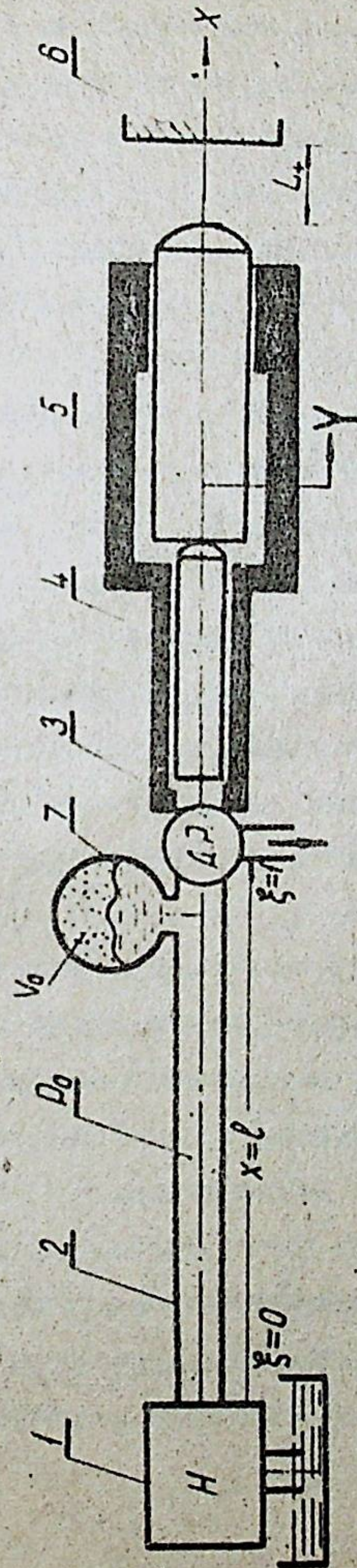


Рис. I - Динамическая модель ударного механизма.  
1 - насос, 2 - напорный трубопровод, 3 - распределитель,  
4 - плунжер, 5 - боек, 6 - ограничитель, 7 - гидроакку-  
мулятор,  $V_0$  - объем воздушной полости аккумулятора.



кости из полости плунжера в сливной трубопровод холостой ход.

После анализа осциллограмм, полученных при экспериментальном исследовании гидрообъемных ударных механизмов, установлено, что в них в первые два периода движения бойка в полости цилиндра плунжера имеются интенсивные колебания давления жидкости, которые распространяются на всю гидросистему. Во время открытия окон распределителя и в момент удара бойка об ограничитель в гидросистеме возникают гидроудары. Все эти явления объясняются, как известно, тем, что каждому изменению скорости или давления жидкости в любой точке гидросистемы отвечает появление и распространение возмущенных состояний (волн), вдоль которых происходит перепад скорости и давлений.

На основе анализа рабочего процесса и конструктивных особенностей механизмов показана важность и необходимость учета волновых процессов при изучении динамики исполнительного органа, т.к. это позволит получить более полное представление о работе виброударных устройств и точнее описать процессы, протекающие в системе.

Исследованию динамики исполнительного органа гидрообъемных виброударных механизмов посвящено пока еще немного работ, среди которых необходимо отметить исследования профессора О.Д. Алимова, к.т.н. С.А. Басова, профессора А.Ф. Кичигина и к.т.н. Ю.И. Нерозникова, к.т.н. Н.А. Белана и инж. Г.И. Бута.

Из этих работ выясняется, что внутренние процессы в вибрационных и виброударных механизмах весьма сложны. Поэтому в ранее проведенных исследованиях с целью упрощения задачи влияние на динамику механизмов волновых явлений не учитывалось.

Вопросы нестационарного движения жидкости подробно разработаны лишь для случаев её движения в трубопроводах с задвижками, в ступенчатых трубопроводах с распределительными кранами и в других подобных системах. В этом направлении имеются обширные исследования, выполненные С.А. Христиановичем, М.А. Мостковым, И.Б. Соколовским, И.А. Чарным и другими авторами.

Исследованиям движения волн в гидрообъемных системах с подвижным поршнем посвящено относительно небольшое число работ. Наиболее полные сведения здесь получены, видимо, Л.М. Тарко, но и в его работах намечены лишь пути решения задачи. Поэтому и возникла необходимость постановки специального исследования подобных систем.

С целью обоснования методов решения поставленной задачи в первой главе проведен краткий обзор исследований динамики гидрообъемных виброударных устройств и волновых явлений в жидкости. После анализа известных работ нам казалось сначала возможным и целесообразным провести исследование волновых явлений, моделируя периодический режим работы виброударного механизма. Но с этой целью было бы необходимо решить систему волновых уравнений совместно с уравнениями движения бойка.

Первые же попытки решения задачи в такой постановке применительно к механизмам с вынужденным распределением столкнулись с очень большими математическими осложнениями. Кроме этого, результаты такого исследования были бы оправданы лишь для изучаемых схем механизмов.

Поиски наиболее рациональной постановки задач исследования привели нас к выводу о целесообразности выделения в рабочем процессе механизмов таких его элементов, где можно ожидать наиболее



сильное влияние волновых процессов.

Анализ осциллограмм, полученных нами при исследовании гидрообъемных ударных машин, показал, что волновые процессы наиболее заметны лишь при рабочем ходе бойка, когда происходит потребление механизмом основной части энергии от источника питания. В других периодах движения волновые процессы проявляются меньше. Поэтому основное внимание в работе уделено изучению рабочего хода, характеристики которого имеют решающее значение при оценке механизмов самой разнообразной структуры.

Поставленная задача была, таким образом, сведена к более узкому по постановке, но к более широкому по ожидаемым результатам исследованию процесса преобразования движения жидкости, подаваемой от насосной установки, в движение подвижного элемента — бойка при рабочем ходе, т.е. к изучению единичного процесса как бы "вычленимого" из общего рабочего цикла. Обоснование такого подхода к исследованию содержится в заключительном параграфе первой главы.

Во второй главе приведена математическая формулировка задачи исследования. Составлено уравнение движения исполнительного органа и уравнение движения жидкости. При составлении уравнений предполагалось, что плунжер и боек (подвижные элементы) представляют одномассовую систему, силы сопротивления движению подвижного элемента отсутствуют, инерционность стенок трубопровода не оказывают существенного влияния на волновой процесс, гидравлические сопротивления малы.

При сделанных допущениях уравнение движения исполнительного органа механизма при рабочем ходе представлено в виде

$$M \frac{d^2 Y}{dt^2} = SP(\ell, t) \tag{1}$$

с начальными условиями

$$Y=0, \quad \frac{dY}{dt}=0 \quad (t=0) \tag{2}$$

Колебания давления и скорости жидкости в напорном трубопроводе описываются известной системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{\partial p}{\partial x} &= \rho \frac{\partial U}{\partial t} \\ -\frac{\partial p}{\partial t} &= \rho c^2 \frac{\partial U}{\partial x} \end{aligned} \right\} \tag{3}$$

с начальными условиями

$$U(x,0)=U_0=0; \quad p(x,0)=p_0 \quad (t=0) \tag{4}$$

Граничные условия, связывающие уравнения (1) и (3), следуют из условия неразрывности потока жидкости:

$$S \frac{dY}{dt} = f U(\ell, t), \quad (x=\ell) \tag{5}$$

$$p(0,t)=p_0, \quad (x=0) \tag{6}$$

При записи уравнений (1-6) приняты следующие обозначения:  $M$  — масса подвижной системы, приведенная к бойку;  $t$  — время;  $Y$  — координата положения бойка;  $S$  — площадь сечения плунжера;  $p$  и  $U$  — средние по сечению значения давления и скорости потока жидкости;  $x$  — координата трубопровода;  $\rho$  — плотность жидкости;  $c$  — скорость распространения упругих волн в жидкости;  $f$  — площадь сечения трубопровода.

Решение системы уравнений (1-6) проводилось с помощью двух не сводимых друг к другу методов. Это делалось с целью дополнительной проверки правильности решения путем их сопоставления.

Методом Даламбера (распространяющихся волн) найдены выражения, описывающие перемещение и скорость движения бойка и дав-



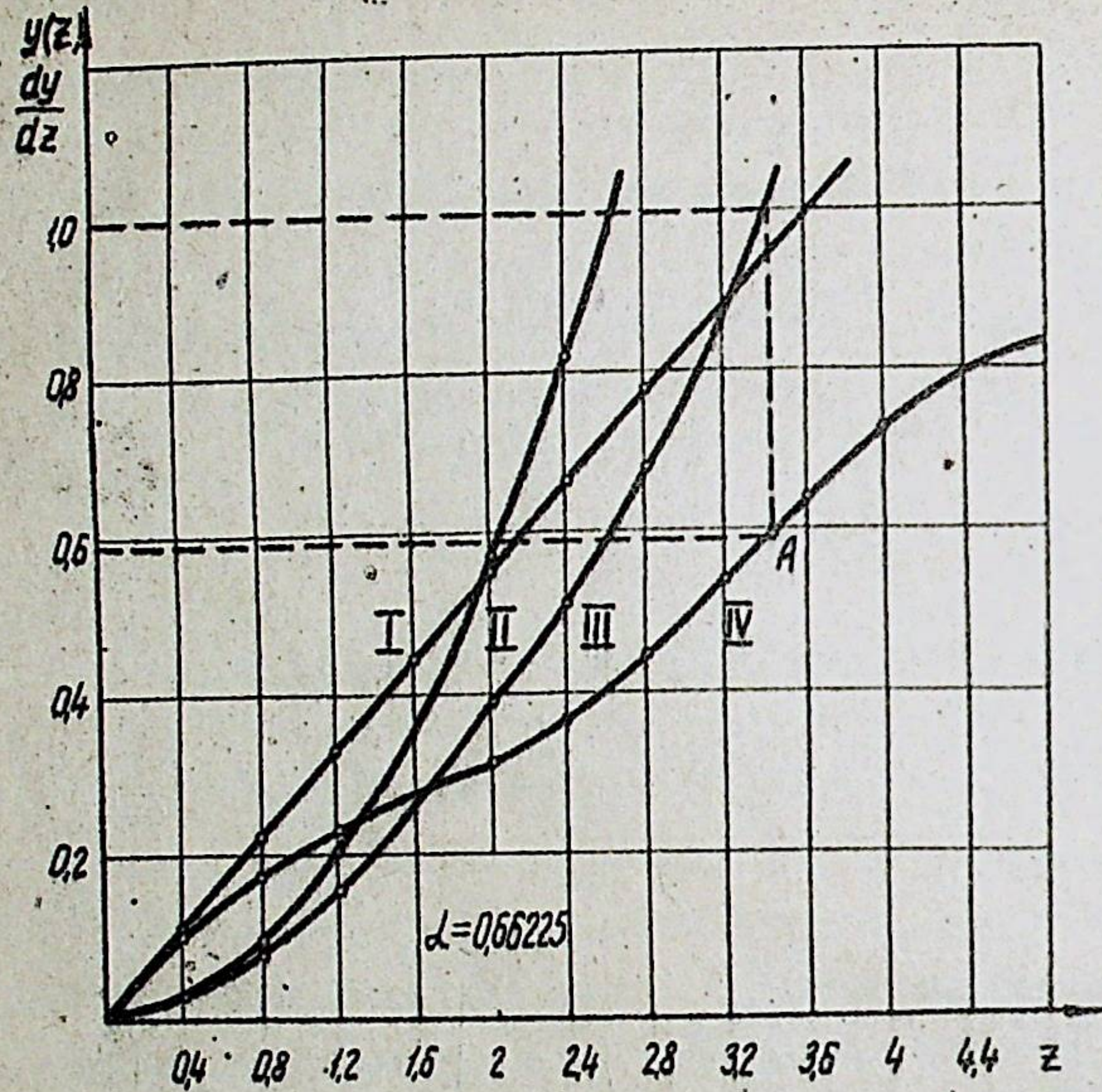


Рис. 2. Перемещение и скорость бойка для гидросистемы без аккумулятора ( $\ell = 5\text{ м}$ ).  
 I, II - соответственно скорость и перемещения бойка для гидросистемы с постоянным давлением в полости плунжера, III, IV - скорость и перемещение бойка при наличии волновых явлений.

него и перемещается в сторону плунжера. После вторичного отражения от плунжера процесс повторяется вплоть до соударения бойка с ограничителем. При небольшой длине трубопровода волна, отраженная от источника питания, воздействует с большей частотой, что и способствует увеличению скорости бойка.

На основе анализа полученных данных сделан вывод о необходимости введения в гидросистему специальных устройств, в значительной мере ослабляющих отрицательное влияние волновых процессов на энергетические показатели механизма, и необходимости постановки специальных исследований по обоснованию параметров подобных устройств.

В работе исследуется одно из наиболее рациональных устройств такого типа - гидроаккумулятор, который моделируется сосредоточенной упругостью.

Граничное условие для этой модели представлено в виде:

$$U(\ell, t) = \frac{V_0}{E_0 f} \frac{\partial P(\ell, t)}{\partial t} + \frac{s}{f} \frac{dy}{dt}, \quad (x = \ell) \quad (13)$$

где  $V_0$  - начальный объем воздушной полости гидроаккумулятора при давлении  $P_0$ ,  $E_0$  - приведенный объемный модуль упругости полости гидроаккумулятора.

Решение системы уравнений (I-4) с граничными условиями (I2) и (6) проводилось таким же образом, как и ранее.

Для первых двух периодов воздействия волнового процесса, формулы для расчета перемещения и скорости бойка и давления жидкости в полости плунжера представлены в следующем виде:

$$y(z) = \frac{z}{\alpha^2} \left\{ h(z) \left[ \alpha z - (1 - \alpha \beta) + e^{-\beta z} \left( (\beta(1 - \alpha \beta) - \alpha) \frac{\sin jz}{j} + (1 - \alpha \beta) \cos jz \right) \right] + \right. \\
 \left. + 2h(z-2) \left[ \alpha(z-2) - 2 + e^{-\beta(z-2)} \left( \left( 2 - \frac{\beta^2 \alpha}{j^2} (1 - 2\alpha \beta)(z-2) \right) \cos j(z-2) + \right. \right. \right. \\
 \left. \left. \left. + (2\beta - 1 + \frac{\beta^2}{j^2} (1 - 2\alpha \beta) + \alpha \beta(z-2)) \frac{\sin j(z-2)}{j} \right) \right] \right\} \quad (14)$$



$$V_n(z) = \frac{z}{\alpha} \left\{ h(z) \left[ 1 - e^{-\beta z} \left( \cos jz + (\beta - \alpha) \frac{\sin jz}{j} \right) \right] + 2h(z-2) \left[ 1 - e^{-\beta(z-2)} \cdot \left( \left( 1 - \frac{\beta^2 \alpha}{j^2} (z-2) \right) \cos j(z-2) + \left( \beta + \frac{\beta^2 \alpha}{j^2} + \beta \alpha (z-2) \right) \frac{\sin j(z-2)}{j} \right) \right] \right\}, \quad (15)$$

$$q(t, z) = -h(z) \left[ 1 - e^{-\beta z} \left( \cos jz + \beta \frac{\sin jz}{j} \right) \right] + \frac{4\beta^2 \alpha}{j^2} h(z-2) \left[ \frac{\sin j(z-2)}{j} - (z-2) \cos j(z-2) \right] \cdot e^{-\beta(z-2)}, \quad (16)$$

$$\text{где } b = \frac{V_0^2 c^2 \rho}{f \cdot l \cdot E_0}; \quad \beta = \frac{1}{2b}; \quad j = \sqrt{2\beta \alpha - \beta^2}. \quad (17)$$

Во второй главе содержится описание и оценка конструкций гидроаккумуляторов, приведены графики, описывающие их внешнюю характеристику. Отмечено, что в гидрообъемных виброударных механизмах часто применяют мембранные гидроаккумуляторы.

На основе расчета и анализа зависимости приведенного модуля упругости  $E_0$  полости гидроаккумулятора и безразмерного параметра "b", характеризующего гидросистему с сосредоточенной упругостью, выяснено, что энергетические показатели ударного механизма можно улучшить при соответствующем выборе давления на начальной зарядки гидроаккумулятора и его конструктивного объема.

Для определения давления начальной зарядки гидроаккумулятора предложена формула

$$P_a = q \rho P_u \left( 1 - \frac{2SL+}{V} \right)^{\gamma},$$

где  $P_u$  - давление жидкости в гидросистеме;  $V$  - конструктивный объем гидроаккумулятора;  $\gamma$  - показатель политропы.

Предложена методика определения конструктивного объема аккумулятора, основанная на вычислении скорости соударения бойка с рабочим инструментом в зависимости от объема гидроаккумулятора. После этого выбирается такое значение объема аккумулятора, которое обеспечивает выполнение условия  $A_{уд} \geq 0,95 A_{max}$ , где  $A_{уд}$  - действительная энергия удара;  $A_{max}$  - энергия удара при  $p(l, t) = P_0 = const$

В соответствии с предложенной методикой построена зависимость оптимального объема аккумулятора от заданной энергии удара (рис. 4) для одного из реальных случаев. Приводятся формулы для расчета забросов давления жидкости в момент соударения бойка с ограничителем, необходимые для проведения расчетов гидросистемы на прочность.

Отмечено, что при известном пиковом значении  $\Delta P$  давления жидкости в момент удара и коэффициенте восстановления скорости  $R$  можно определить скорость соударения бойка с ограничителем по формуле:

$V_n = \Delta P / \rho c (1 + R)$ . Возможность применения рассматриваемого метода проверена сравнением скорости соударения, вычисленной по предложенной формуле (при  $R=0$ ) и с помощью обработки экспериментальных кривых перемещения бойка.

В третьей главе обосновывается методика экспериментального исследования полных процессов в гидросистеме и анализируются полученные результаты.

Разработанный экспериментальный стенд (рис. 5) обеспечивает движение бойка до соударения с ограничителем с помощью плунжера, в цилиндр которого жидкость поступает через впускные окна распределителя (золотника). В качестве источника питания использовался поршневой пневмоаккумулятор емкостью 15л, обеспечивающий постоянное дав-



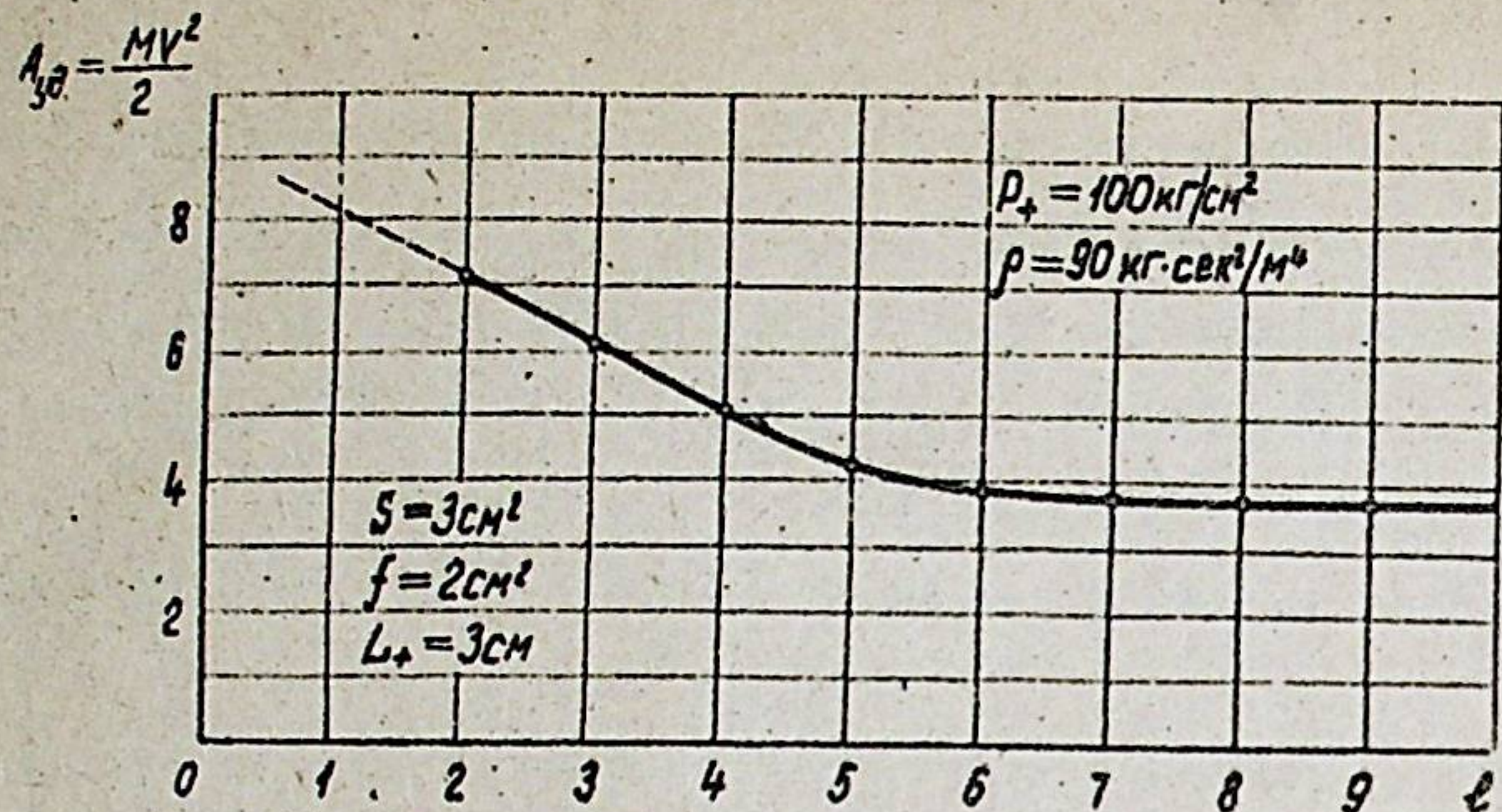


Рис. 3. Зависимость энергии удара бойка от длины трубопровода.

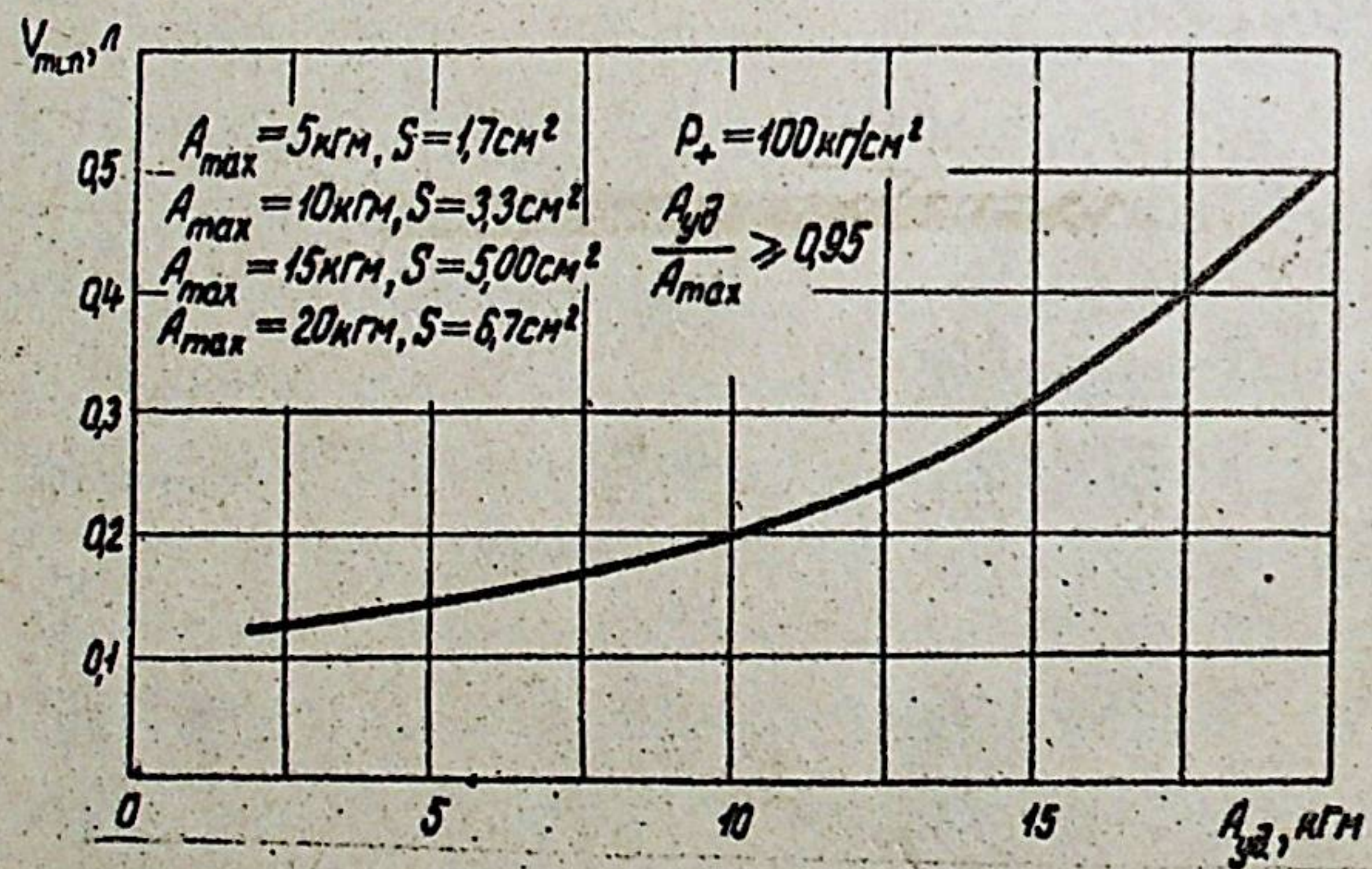


Рис. 4. График для определения оптимального значения объема аккумулятора  $V_{min}$ .

ление жидкости в сечении  $x=0$ . Рабочая жидкость в гидроаккумулятор подавалась от насоса производительностью 14 л/мин. Слив жидкости из аккумулятора через насос исключался посредством обратного клапана. Регулирование давления жидкости в гидросистеме после отключения насоса производилось с помощью дросселя, установленного между сетевым аккумулятором и баком.

Перед соединением полости цилиндра плунжера с напорным трубопроводом боек фиксировался с помощью штифта. После этого цилиндр плунжера соединялся с напором, а штифт выбивался толкателем, по которому наносился удар поршнем, приводимым в движение сжатым воздухом. Одновременно с подачей сжатого воздуха начиналась запись процесса на светолучевом осциллографе. После нанесения бойком удара по ограничителю можно было соединить полость плунжера со сливом и вручную отвести боек в исходное положение. С целью выявления влияния на переходной процесс упругости трубопроводов эксперименты проводились как с жестким, так и с гибким трубопроводом.

Измерение давления жидкости в различных участках напорного трубопровода производилось трубчатыми датчиками давления тензометрического типа, для преобразования величины перемещения бойка в пропорциональный ему электрический сигнал использовался реостатный, а для измерения скорости - индукционный датчик.

В работе приводятся примеры осциллограмм (рис.6), которые сопоставляются с расчетными графиками. В основном экспериментально полученные закономерности соответствуют тем представлениям, которые вытекают из теоретических построений. Но в некоторых случаях расчеты дают завышенную по сравнению с экспериментом величину давления жидкости и скорости бойка.

385595



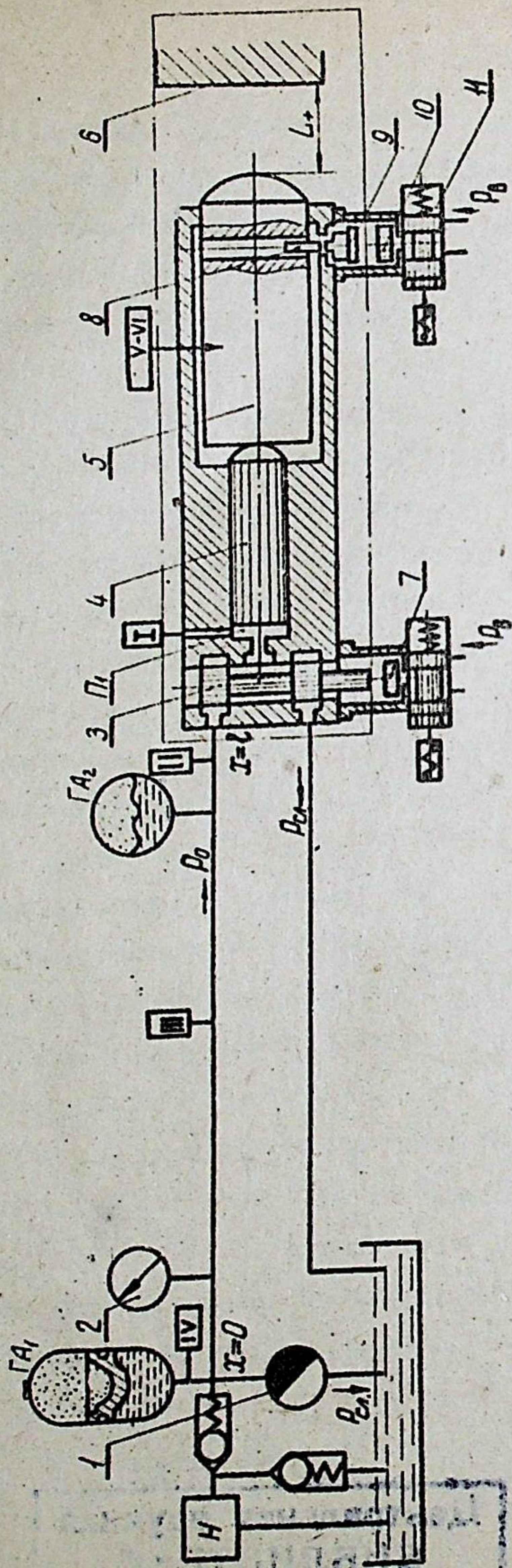


Рис. 5. Схема экспериментального стенда.

- I - дроссель, 2 - манометр, 3 - распределитель, 4 - плунжер,
- 5 - боек, 6 - ограничитель, 7 - поршень, 8 - стержень,
- II - электромагнитный золотник.

Для выявления причин расхождения между расчетными и экспериментальными данными возникла необходимость в проведении исследования влияния на динамику гидросистемы гидравлических сопротивлений. С этой целью проводились эксперименты с гидросистемой, в которой устранялось гидравлическое сопротивление в полости гидроаккумулятора путем удаления вкладыша, установленного для предохранения резиновой диафрагмы от продавливания.

Для предотвращения повреждения диафрагмы в процессе эксперимента одновременно с увеличением начального давления жидкости увеличивалось и давление воздуха в гидроаккумуляторе. Затем воздушная полость аккумулятора запиралась, а давление жидкости поднималось до нужного значения. Анализ полученных в этом цикле исследований (рис. 7) подтвердил гипотезу о том, что уменьшение гидравлических сопротивлений улучшит характер индикаторных диаграмм, увеличит скорость движения бойка и приведет к более точному согласованию экспериментальных и расчетных данных.

В заключительной части работы на основе обобщения полученных сведений показано, что наименьшая предударная скорость бойка наблюдается в гидросистеме с гибкими трубопроводами без аккумулятора (рис. 8, линия I). При замене гибкого трубопровода на жесткий скорость соударения бойка увеличивается, но не очень существенно (линия II). Значительное увеличение скорости достигается после введения в гидросистему гидроаккумулятора (линия III и IV) и при уменьшении гидравлических сопротивлений в нем (линия V).

Исследование волновых явлений, сопровождающих перемещение подвижных элементов гидрообъемных ударных устройств, позволяет, таким образом заключить, что их влияние на рабочий процесс в неко-



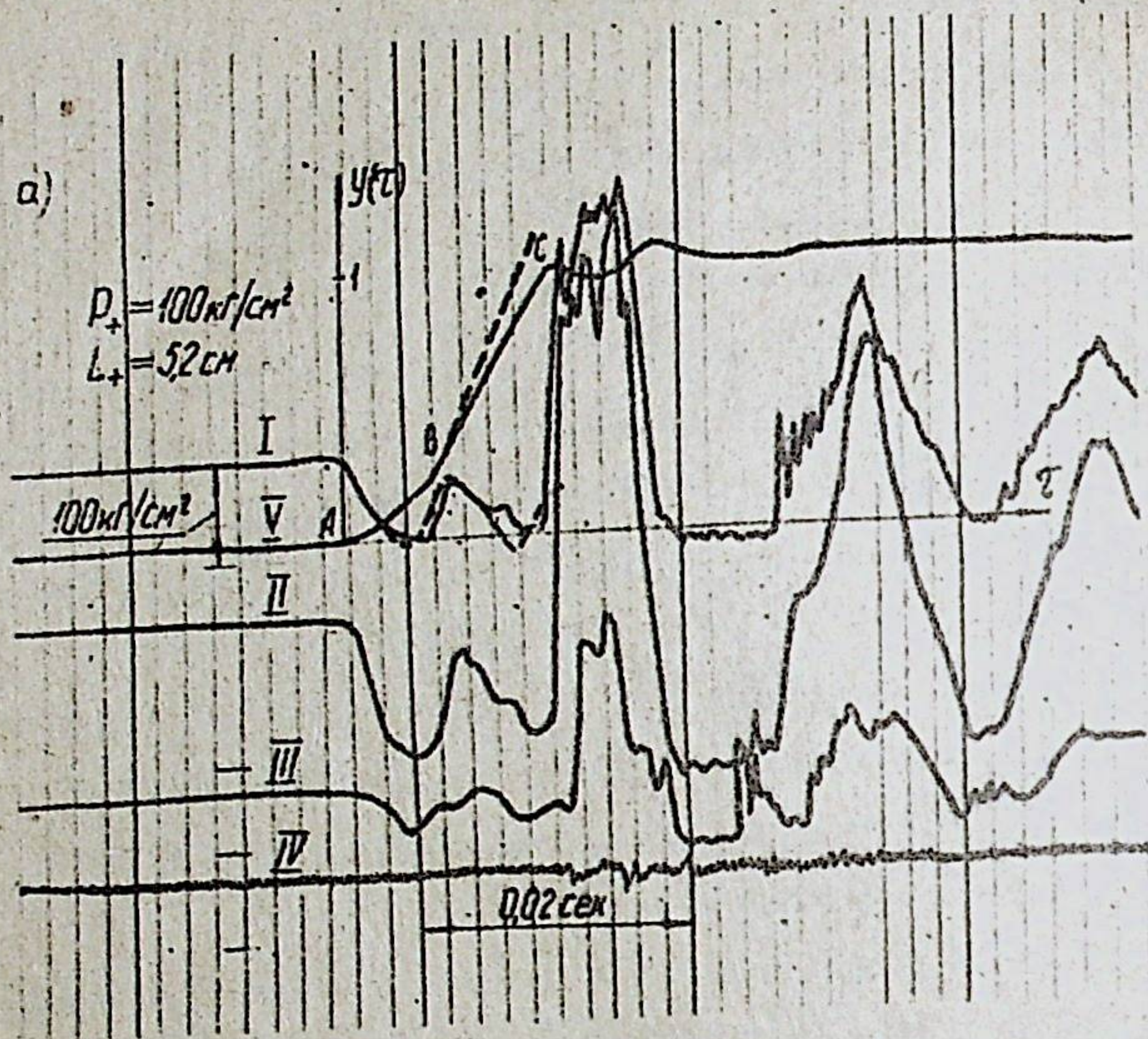


Рис. 6. Осциллограмма рабочего процесса в гидросистеме без аккумулятора.  
 I, II, III, IV - давление жидкости, соответственно, в полости плунжера, у входа в распределитель, на середине трубопровода и у источника питания;  
 V - перемещение бойка.

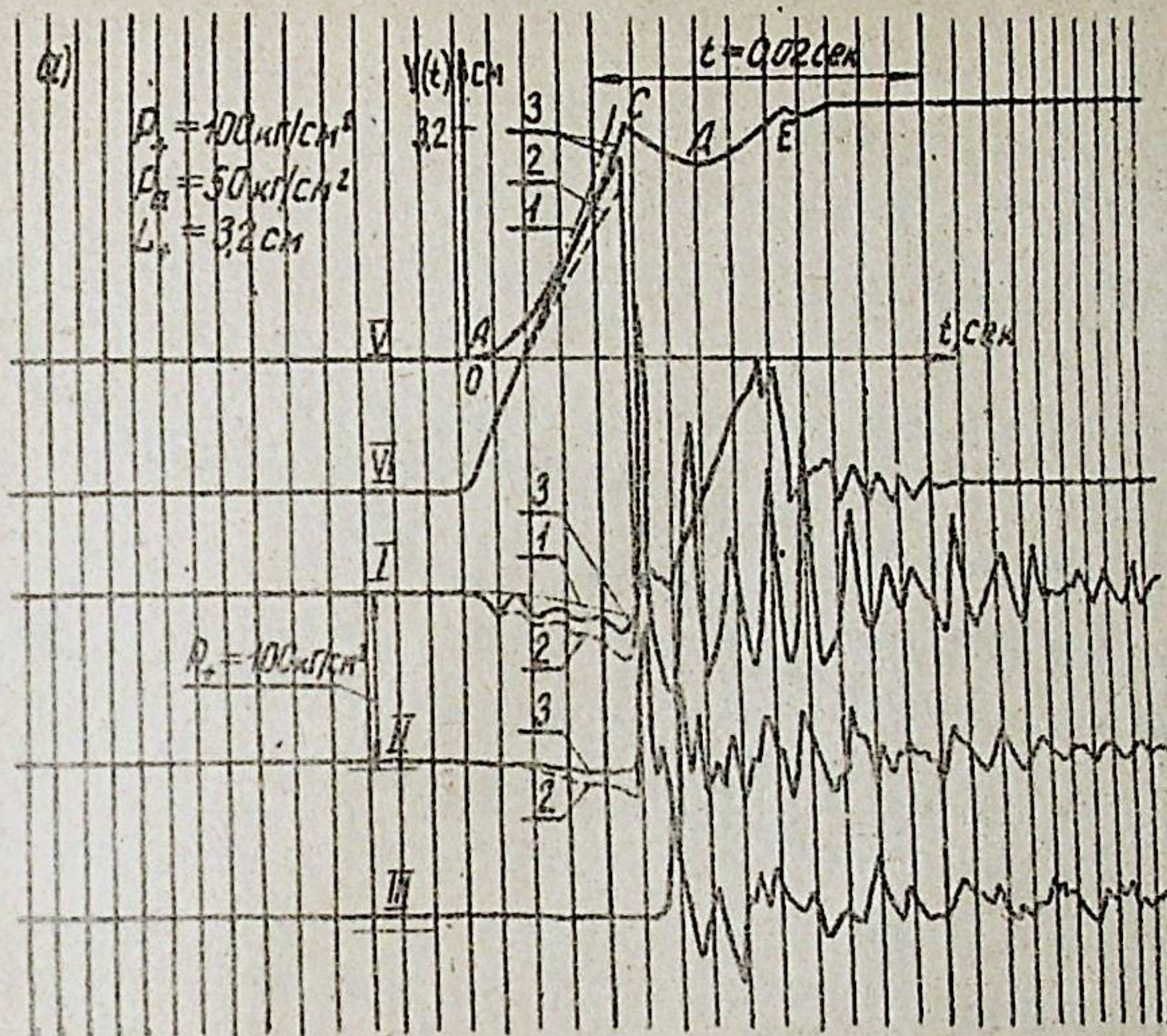


Рис. 7. Осциллограмма рабочего процесса ударного механизма.

I - теоретические зависимости; 2 - осциллограммы для гидросистемы с большим гидравлическим сопротивлением; 3 - осциллограммы для гидросистемы с малым гидравлическим сопротивлением.



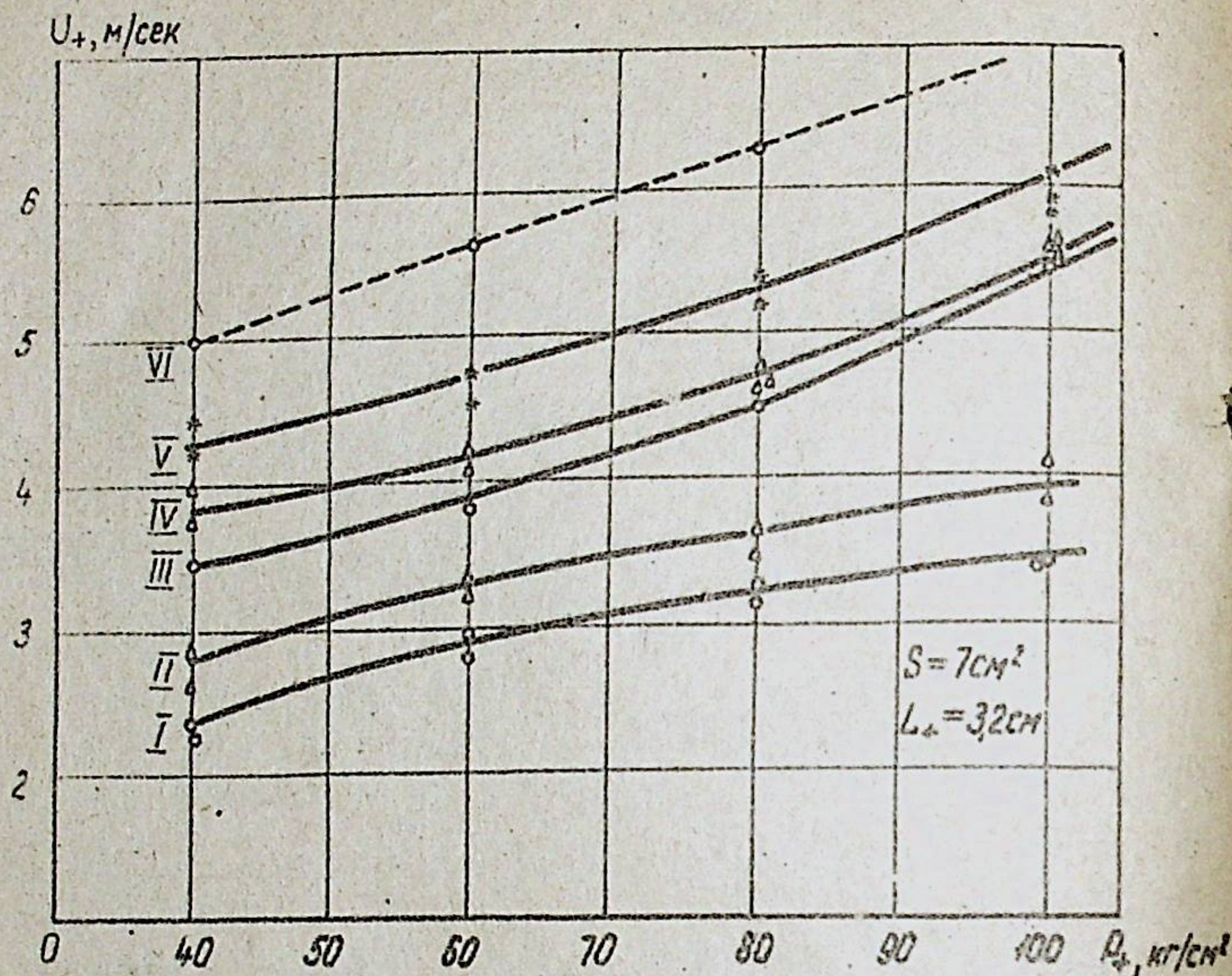


Рис. 8. Зависимости скорости соударения бойка с ограничителем от давления жидкости в гидросистеме.

торых случаях весьма значительно. Это вытекает как из экспериментальных данных, так и из решения уравнения движения.

В процессе исследования волновых процессов и анализа литературных данных в работе "сконструирована" практически приемлемая динамическая модель механизма.

Составлены уравнения движения его исполнительного органа и уравнения возмущенного состояния потока жидкости с учетом распределенных по длине параметров; проведена их линеаризация и обоснованы основные допущения.

Уточнены методы, позволяющие получить решение уравнений движения в общем виде и решение для частных случаев в безразмерных координатах, что придает исследованию обобщенный характер.

Получены соотношения, описывающие перемещение и скорость движения бойка и давление жидкости; с помощью ЭЦВМ проведено изучение энергетических характеристик механизмов, в результате чего выявлено влияние волновых процессов на их динамику.

Показана необходимость введения в гидросистему специальных устройств, ослабляющих отрицательное влияние волновых процессов на энергетические показатели; поставлены задачи исследования по обоснованию типов и параметров подобных устройств.

Составлена математическая модель гидросистемы с сосредоточенной упругостью; получено решение уравнений движения.

Обоснована методика выбора рациональных параметров гидроаккумуляторов и даны формулы для их расчёта.

Разработан экспериментальный стенд и методика проведения эксперимента; экспериментально изучены волновые явления в гидросистеме.