КОМИТЕТ СТАНДАРТОВ, МЕР И ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ
ПРИ СОВЕТЕ МИНИСТРОВ СССР
ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ИНСТИТУТ ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКИХ
И РАДИОТЕХНИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ

ИЗМЕРЕНИЕ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ

ТРУДЫ ИНСТИТУТОВ КОМИТЕТА

ВЫПУСК 46 (106)

СТАНДАРТГИЗ
МОСКВА—1960

м12305а

КОМИТЕТ СТАНДАРТОВ, МЕР И ИЗМЕРИТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ
при СОВЕТЕ МИНИСТРОВ СССР

ВСЕСОЮЗНЫЙ НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ИНСТИТУТ
ФИЗИКО-ТЕХНИЧЕСКИХ И РАДИОТЕХНИЧЕСКИХ ИЗМЕРЕНИЙ

ИЗМЕРЕНИЕ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ

ТРУДЫ ИНСТИТУТОВ КОМИТЕТА

ВЫПУСК 46 (106)

БИБЛИОТЕКА
Всесоюзного научно-исследовательского института метрологии
имени Д. И. Менделеева

ГОСУДАРСТВЕННОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО СТАНДАРТОВ
МОСКВА—1960

ОНТИ

Ответственный редактор выпуска профессор, доктор технических наук
М. К. ЖОХОВСКИЙ

Редакционная коллегия
Г. Д. Бурдун, А. Л. Дуклер, В. И. Ермаков, М. К. Жоховский, Л. М. Закс, А. И. Константинов, Ф. В. Лубенцов, М. П. Орлова, Л. М. Пятигорский, И. Г. Русаков, Н. А. Сорокин, В. Н. Титов

ПРЕДИСЛОВИЕ

В сборник вошли статьи, посвященные исследованиям, связанным с измерением высоких давлений, проведенным в последние годы в лаборатории сверхвысоких давлений Всесоюзного научно-исследовательского института физико-технических и радиотехнических измерений*. Наряду с работами, в которых рассматриваются собственно метрологические и измерительные проблемы, в сборнике помещены статьи, которые смогут вызвать более широкий интерес. Примером служат работы по теории поршневых манометров, о методах определения вязкости и плотности жидкостей, некоторые сведения о технике эксперимента при высоких давлениях, закономерностях процесса плавления под давлением и др.

Сборник состоит из четырех разделов.

В первом разделе кратко изложены важнейшие положения теории манометров с неуплотненным поршнем и подробно рассмотрен вопрос о погрешностях этих приборов, вызываемых высоким давлением.

Во втором разделе содержатся сведения о точных приборах и методах измерения высоких давлений; описаны поршневые манометры и установки, созданные в лаборатории для градуировки и поверки различных относительных приборов до 15000 *кгс/см²*. Приведены результаты исследования манганинового манометра до 10000 *кгс/см²*. Изложен термодинамический метод воспроизведения высоких и сверхвысоких давлений, основанный на процессе плавления веществ под давлением.

В третьем разделе отражены исследования некоторых физических свойств жидкостей. Описаны приборы, применяемые лабораторией для исследования вязкости и плотности жидкостей в зависимости от давления до 5000 *кгс/см²*. Приведены результаты этих исследований.

Четвертый раздел освещает некоторые вопросы техники эксперимента: приведено описание новых типов мультипликаторов, вентилей, уплотнений и других узлов и деталей установок высоких давлений, успешно используемых на практике в лаборатории.

---

* Некоторые работы выполнены в лаборатории в то время, когда она входила в состав Московского государственного института мер и измерительных приборов.

ИССЛЕДОВАНИЯ ПОРШНЕВЫХ МАНОМЕТРОВ

М. К. Жоховский

ТЕОРИЯ МАНОМЕТРОВ С НЕУПЛОТНЕННЫМ ПОРШНЕМ

Несмотря на давность применения поршневых манометров и значительное число работ, посвященных им, до последнего времени в этих исследованиях почти не затрагивались теоретические вопросы. До работ автора аналитически подверглись рассмотрению [1], [2] лишь несколько частных вопросов, относящихся, главным образом, к установлению понятия эффективной площади неуплотненного поршня и к методам ее определения. Для последних целей были предложены [2] уравнения расхода жидкости, протекающей через зазор цилиндрической и конической формы, и уравнения крутящего момента при вращении поршня с постоянной скоростью и при свободном вращении. Используя эти уравнения, можно экспериментально определить величину зазора и вычислить эффективную площадь поршня.

Упомянутые исследования служили целям освещения практики применения манометров и в них не затрагивалась задача расчета поршневых систем при проектировании приборов. Кроме того, выполненные исследования ограничивались малыми давлениями, при которых допустимо считать размеры поршня и цилиндра, а равно вязкость жидкости постоянными, не зависящими от давления.

Вместе с тем поршневые манометры приобретают особое значение именно при измерении высоких давлений. В этом случае деформации поршневой системы становятся соизмеримыми с начально приданной величиной зазора, а вязкость жидкости сильно изменяется.

Эти условия применения поршневых систем и были учтены в наших первых работах [3]—[5]. В них аналитически рассмотрены: расход жидкости через зазор, скорость поршня при поступательном и вращательном движении, распределение давления по длине зазора, силы трения, уточнено понятие эффективной площади поршня и найдено ее изменение от давления. Решение всех вопросов относилось к простому поршню и предусматривало действие как малых, так и высоких давлений, т. е. учитывались деформации поршневых систем и изменение вязкости рабочих жидкостей.

В последующем результаты этих исследований были распространены на все известные поршневые системы манометров и развиты до общей теории [6], служащей целям гидродинамического расчета этих приборов, а также всесторонне освещающей вопросы их применения. Некоторые основные положения этой теории в виде окончательных выводов опубликованы в работе [7].

Высокая степень совершенства поршневых манометров послужила причиной распространения неуплотненного поршня и в других измерительных приборах. На этом принципе, кроме манометров, строится большое число самых разнообразных приборов: поршневые вакуумметры и мановакуумметры, гидравлические машины для испытания материалов, динамометры, приборы для определения твердости, гидравлические весы, барометры, пьезометры и др. Единство принципа и общность условий работы этих приборов позволили автору расширить рамки работы [6] и распространить теорию на все упомянутые выше приборы с неуплотненным поршнем [8]*.

Приводимые ниже результаты являются кратким извлечением из работы [6]. Окончательным выводам основных положений теории предшествует изложение общего пути решения задачи.

Основные схемы поршневых систем манометров

В манометрах, основанных на принципе неуплотненного поршня, обычно применяют следующие поршневые системы: простой поршень в обычном цилиндре (рис. 1 и 2), простой поршень в цилиндре с противо-

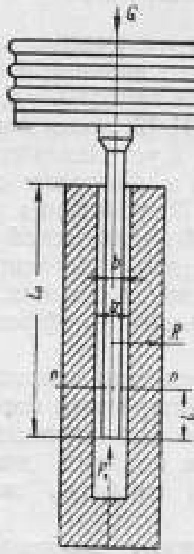


Рис. 1. Схема простого поршня переменной длины в обычном цилиндре

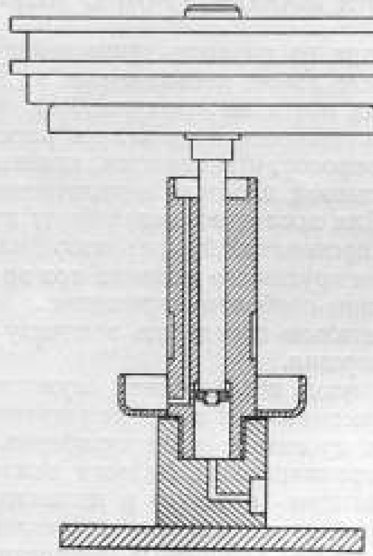


Рис. 2. Схема простого поршня постоянной длины в обычном цилиндре

давлением (рис. 3), одинарный дифференциальный поршень (рис. 4) и двойной дифференциальный поршень (рис. 5). При работе манометра протяженность зазора между цилиндром и поршнем может изменяться в зависимости от положения последнего (рис. 1). Такой поршень будем называть поршнем переменной длины. У торца поршня (рис. 2) имеется ограничитель перемещения и, следовательно, длина зазора всегда сохраняется неизменной. В этом случае имеем поршень постоянной длины. Такая характеристика поршня относится к любой рассматриваемой поршневой системе.

В манометре конструкции автора (рис. 6) одновременно используются три поршневых системы, две из которых образуют измерительный мультипликатор, а третья представляет собой обычный манометр по типу рис. 1 с непосредственной нагрузкой; на стороне высокого давления применен цилиндр с противодавлением. В других подобных приборах используют также и обычный цилиндр.

В любой поршневой системе поверхности поршня и цилиндра тщательно обработаны, взаимно пригнаны с весьма малым зазором (порядка нескольких микронов) и лишены каких-либо механических уплотнений. Рабочими средами, передающими давление, обычно служат минеральные

---

* Содержание доклада в расширенном виде изложено в книге М. К. Жоховского «Теория и расчет приборов с неуплотненным поршнем», Машгиз, 1959.

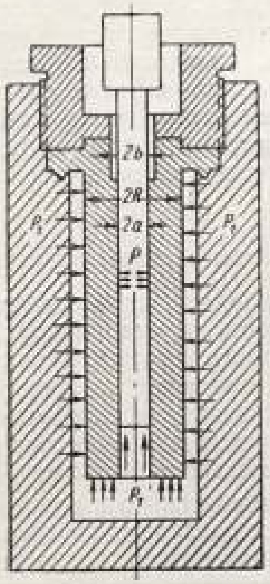


Рис. 3. Схема простого поршня в цилиндре с противодавлением

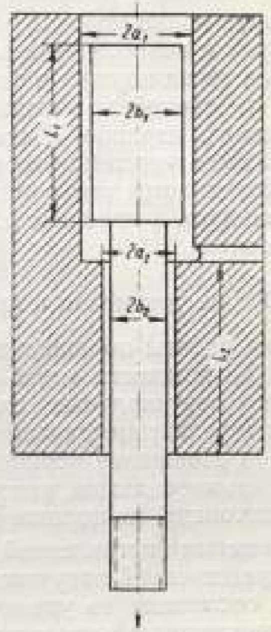


Рис. 4. Схема одинарного дифференциального поршня

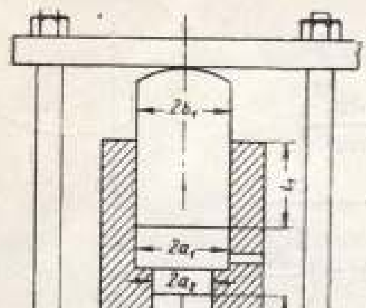


Рис. 5. Схема двойного дифференциального поршня

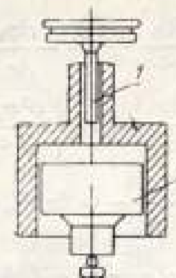


Рис. 6. Схема поршневого манометра с измерительным мультипликатором:
1 — поршень, нагружаемый грузами, *2* — поршень низкого давления, *3* — поршень высокого давления

масла или другие жидкости достаточной вязкости, что совместно с малыми зазорами создает условия к возникновению в поршневых системах своеобразного гидравлического уплотнения.

Наиболее полно условия работы поршневых систем воспроизводятся в манометрах с непосредственной нагрузкой. Здесь давление рабочей жидкости на торец поршня и силы трения потока жидкости в зазоре, приложенные к боковой поверхности поршня, уравновешиваются грузами, подвешенными к поршню. Жидкость, расходуемая через зазор, замещается вертикальным перемещением поршня, вследствие чего давление под поршнем сохраняется постоянным. Для устранения контактного трения между цилиндром и поршнем последний приводится во вращение от руки или от двигателя.

Общие уравнения и принятые методы решения задачи

Условия работы поршневых систем приводят к необходимости исследовать расход жидкости через зазор, скорость опускания поршня, горизонтальные и вертикальные силы жидкостного трения, приложенные к поршню, распределение давления в зазоре, вращение поршня и ряд других вопросов. Движение поршня и рабочей жидкости, как видно из предыдущего, взаимосвязаны, поэтому исследуется движение материальной системы, состоящей из поршня и рабочей жидкости в зазоре.

Для решения поставленной задачи применительно к простому поршню с непосредственной нагрузкой при малых давлениях вводится система уравнений, состоящая из уравнений движения вязкой жидкости, уравнений движения поршня и кинематического уравнения связи, устанавливающего зависимость между движением жидкости и поршня. Для других видов поршневых систем решения находятся из уравнений, полученных для простого поршня.

После общепринятых упрощений уравнений гидродинамики, упомянутая выше система уравнений имеет вид:

$$\left.\begin{aligned}
&\frac{\partial^2 v_\theta}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial v_\theta}{\partial r}-\frac{v_\theta}{r^2}=0\\
&\frac{\partial p}{\partial z}=\eta_0\left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial r^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial v_z}{\partial r}\right)\\
&J\frac{d^2\theta}{dt^2}=2\pi b^2 l_0\eta_0\left(\frac{\partial v_\theta}{\partial r}-\frac{v_\theta}{r}\right)_{r=b}\\
&m\frac{d^2 z}{dt^2}=-G+p_1S+2\pi b l_0\eta_0\left(\frac{\partial v_z}{\partial r}\right)_{r=b}\\
&\frac{dz}{dt}S=-2\pi\int_b^a v_z r\,dr
\end{aligned}\right|\qquad(1)$$

Два первых уравнения системы (1) являются уравнениями гидродинамики вязкой жидкости в цилиндрических координатах z, r и θ, причем через v_z и v_θ обозначены составляющие скорости жидкости по соответствующим координатам. Третье и четвертое уравнения отражают вращательное и поступательное движение поршня при наличии жидкостного трения, определяемого скоростями жидкости v_θ и v_z. Пятое уравнение связи устанавливает равенство расходов жидкости, выраженных через скорость жидкости и скорость поршня.

В приведенных выше и рассматриваемых далее уравнениях приняты дополнительно следующие обозначения:

b — радиус поршня;
a — радиус цилиндра;
h — величина зазора на сторону ($h=a-b$);
l_0 — длина погружения поршня в цилиндр;
S — площадь торца поршня;
G — вес поршня и грузов;
m — масса поршня и грузов;
J — момент инерции поршня и грузов;
p — переменное давление в зазоре;
p_1 — давление под поршнем;
η_0 — динамическая вязкость рабочей жидкости;
g — ускорение свободного падения;
t — время.

Общее решение уравнений системы (1) приводит к следующим соотношениям:

$$\left.\begin{aligned}
v_\theta &= \frac{a^2b^2 - r^2b^2}{(a^2-b^2)\,r} \cdot \frac{d\theta}{dt} \\
v_z &= \frac{p_1}{4\eta_0 l_0}\left[a^2 - r^2 + \frac{a^2-b^2}{\ln a - \ln b}(\ln r - \ln a)\right] - \frac{\ln r - \ln a}{\ln a - \ln b}\,\frac{dz}{dt} \\
z &= \frac{-g}{n}\,t + C_1 e^{-nt} + C_2 \\
\theta &= C_1 + C_2 \cdot e^{-\frac{2\pi b^3\eta_0 l_0}{J(a-b)}t} \\
p_1 &= \frac{mg}{S_{эф}}\left(1 - e^{-nt}\right)
\end{aligned}\right\}, \qquad (2)$$

где

$$n = \frac{6\eta_0 b l_0 S_{эф}}{mh^3};$$

$$S_{эф} = \pi b^2 + \pi bh + \frac{\pi h^2}{2},$$

а C_1 и C_2 — постоянные интегрирования.

Приведенные уравнения позволяют найти подпоршневое давление, расход жидкости, скорость поступательного и вращательного движения поршня, силы жидкостного трения, приложенные к поршню, и другие необходимые величины, характеризующие работу поршневой системы при малых давлениях.

Решение той же задачи при действии на поршневую систему высоких давлений в значительной степени осложняется, так как величина зазора и вязкость жидкости становятся функциями действующего в зазоре переменного давления. Решение получаем на основе приближенного метода, для которого необходимо иметь выражения вязкости и величины зазора в функции давления.

Для установления зависимости $\eta = \eta(p)$ для жидкостей, применяемых в приборах, используется работа Е. В. Золотых, помещенная в этом сборнике. Экспериментальные данные зависимости вязкости от давления для исследованных жидкостей удовлетворительно отображаются общеизвестными эмпирическими формулами вида

$$\eta = \eta_0 e^{cp}, \qquad (3)$$

где c — пьезокоэффициент, зависящий от природы жидкости, ее температуры и незначительно от давления.

Выражение (3) используется в общем виде при разработке теории, а соответствующие значения η_0 и пьезокоэффициента c для ряда жидкостей, пригодные при практических расчетах поршневых систем, приведены в таблице:

Наименование жидкости	Интервал давления в $кгс/см^2$	Температура в °C	Значения	
			η_0	пьезокоэффициента c
Масло трансформаторное . .	0—3160	14	0,376	0,00241
„ „ . .	0—4670	20	0,275	0,00221
„ „ . .	0—4200	30	0,171	0,00201
Масло вазелиновое	0—3000	20	1,38	0,00269
„ „	0—3500	30	0,733	0,00235
Масло касторовое	0—4020	14	17,6	0,00149
„ „	0—4020	20	10,43	0,00142
„ „	0—4460	30	4,79	0,00131
Глицерин I	0—4140	20	5,12	0,000552
„ I	0—3070	30	2,39	0,000524
Глицерин II	0—4800	30	2,30	0,000504
Масло МС грозненское повышенной вязкости	0—1900	14	21,8	0,00285
То же	0—2430	20	12,9	0,00265
„	0—2500	30	6,02	0,00242
Масло грозненское нормальной вязкости	0—2300	14	18,0	0,00294
То же	0—2300	20	10,52	0,00277
„	0—2450	30	4,73	0,00255
Масло турбинное	0—2930	14	1,26	0,00269
„ „	0—3250	20	0,86	0,00257
„ „	0—3100	30	0,462	0,00236
Масло веретенное АУ . . .	0—3650	14	0,607	0,00248
„ „	0—4060	20	0,432	0,00232
„ „	0—3400	30	0,249	0,00214
Масло синтетическое (силикон)	0—3800	20	5,20	0,00141
То же	0—4600	30	4,17	0,00133

При действии высоких давлений поршневые системы приборов деформируются, изменяя начальную цилиндрическую форму и величину зазора. Рассматривая радиальные деформации поршня и цилиндра, вызываемые действием постоянного давления p_1, переменного давления p в некоторой точке зазора, а также приложенной к поршню нагрузки, можно для каждой поршневой системы выразить величину зазора в зависимости от давления, размеров поршня и цилиндра и упругих констант примененных материалов.

Деформации поршня и цилиндра находятся из известного уравнения Ляме, которое, как показано в работе [9], остается строго действительным и для случая неравномерного нагружения трубы, если эпюра давлений вдоль образующей удовлетворяет линейному закону. Там же показано, что существенные уклонения от требований уравнения Ляме имеют место при скачкообразном изменении нагрузки, причем эти уклонения распространяются в небольшой зоне (порядка диаметра трубы), непосредственно примыкающей к месту скачка нагрузки. Вне этой зоны справедливо уравнение Ляме.

В поршневых системах кривые распределения давления в зазоре имеют монотонный характер и появление скачкообразной нагрузки исключено. Поэтому можно предполагать, что применение уравнения Ляме в этом случае не внесет существенных искажений в реальную картину деформаций. Сделанное предположение, а равно и другие допущения, примененные при решении задачи с высокими давлениями, оправданы многочисленными экспериментами, относящимися к основным положениям теории.

Изменения радиусов поршня и цилиндра, а также выражения зазора в функции давления для поршневых систем, приведенных на рис. 1—6, получают следующий вид.

Простой поршень в обычном цилиндре

Приращение радиуса цилиндра равно:

$$\Delta_1 = \frac{pa}{E}\left[\frac{R^2+a^2}{R^2-a^2}+\mu\right]. \tag{4}$$

Соответственно для радиуса поршня имеем:

$$\Delta_2 = -\frac{pb}{E_1}(1-\mu_1) + \frac{p_1 b}{E_1}\mu_1 \tag{5}$$

и для величины зазора:

$$h(p) = h + kp - k_1 p_1. \tag{6}$$

Здесь k и k_1 — коэффициенты деформаций, равные

$$k = \frac{a}{E}\left[\frac{R^2+a^2}{R^2-a^2}+\mu\right] + \frac{b}{E_1}(1-\mu_1) \tag{7}$$

и

$$k_1 = \frac{b}{E_1}\mu_1, \tag{8}$$

выражения которых с учетом направления деформаций берем из равенств (4) и (5).

В этих выражениях приняты дополнительно следующие обозначения:

R — внешний радиус цилиндра;

E — модуль упругости материала цилиндра;

E_1 — модуль упругости материала поршня;

μ — коэффициент Пуассона материала цилиндра;

μ_1 — коэффициент Пуассона материала поршня.

Двойной дифференциальный поршень

Каждый поршень такой системы работает в тех же условиях, что и рассмотренный простой поршень. Поэтому будем иметь выражения, аналогичные предыдущему.

Для верхнего поршня имеем:
приращение радиуса цилиндра

$$\Delta_1' = \frac{pa_1}{E}\left[\frac{R^2 + a_1^2}{R^2 - a_1^2} + \mu\right]; \tag{9}$$

приращение радиуса поршня

$$\Delta_2' = -\frac{pb_1}{E_1}(1-\mu_1) + \frac{p_1 b_1}{E_1}\mu_1; \tag{10}$$

изменение зазора

$$h'(p) = h_1 + k'p - k_1' p_1, \tag{11}$$

где

$$k' = \frac{a_1}{E}\left[\frac{R^2 + a_1^2}{R^2 - a_1^2} + \mu\right] + \frac{b_1}{E_1}(1-\mu_1); \tag{12}$$

$$k_1' = \frac{b_1}{E_1}\mu_1. \tag{13}$$

Для нижнего поршня:
приращение радиуса цилиндра

$$\Delta_1'' = \frac{pa_2}{E}\left[\frac{R^2 + a_2^2}{R^2 - a_2^2} + \mu\right]; \tag{14}$$

приращение радиуса поршня

$$\Delta_2'' = -\frac{pb_2}{E_1}(1-\mu_1) + \frac{p_1 b_2}{E_1}\mu_1; \tag{15}$$

величина зазора

$$h''(p) = h_2 + k''p - k_1'' p_1, \tag{16}$$

где

$$k'' = \frac{a_2}{E}\left[\frac{R^2 + a_2^2}{R^2 - a_2^2} + \mu\right] + \frac{b_2}{E_1}(1-\mu_1); \tag{17}$$

$$k_1'' = \frac{b_2}{E_1}\mu_1. \tag{18}$$

Здесь a_1—радиус цилиндра, b_1—радиус поршня и h_1—величина зазора для верхнего поршня, a_2, b_2 и h_2—соответственные величины для нижнего поршня.

Одинарный дифференциальный поршень

Деформации цилиндра верхней и нижней части этой системы остаются прежними, в то время как у поршня они будут существенно различны.

Для верхней части:
приращение радиуса цилиндра

$$\Delta_3 = \frac{pa_1}{E}\left[\frac{R^2 + a_1^2}{R^2 - a_1^2} + \mu\right]; \tag{19}$$

приращение радиуса поршня

$$\Delta_4 = -\frac{pb_1(1-\mu_1)}{E_1}; \tag{20}$$

значение зазора

$$h_1(p) = h_1 + k_2 p_1, \tag{21}$$

где

$$k_2=\frac{a_1}{E}\left[\frac{R^2+a_1^2}{R^2-a_1^2}+\mu\right]+\frac{b_1}{E_1}(1-\mu_1). \tag{22}$$

Для нижней части:

приращение радиуса цилиндра

$$\Delta_5=\frac{pa_2}{E}\left[\frac{R^2+a_2^2}{R^2-a_2^2}+\mu\right], \tag{23}$$

приращение радиуса поршня

$$\Delta_6=-\frac{pb_2}{E_1}(1-\mu_1)-\frac{p_1(b_1^2-b_2^2)}{b_2E_1}\mu_1, \tag{24}$$

величина зазора

$$h_2(p)=h_2+k_3p+k_4p_1, \tag{25}$$

где

$$k_3=\frac{a^2}{E}\left[\frac{R^2+a_2^2}{R^2-a_2^2}+\mu\right]+\frac{b_2}{E_1}(1-\mu_1), \tag{26}$$

$$k_4=\frac{b_1^2-b_2^2}{b_2E_1}\mu_1. \tag{27}$$

Здесь a_1—радиус цилиндра, b_1—радиус поршня и h_1—величина зазора для верхней части, a_2, b_2 и h_2 — соответственные величины для нижней части.

Простой поршень в цилиндре с противодавлением

В этой поршневой системе применен простой поршень и потому его деформации сохранятся прежними. Деформации цилиндра будут иными, так как он при работе испытывает постоянное внешнее давление. Для этой системы:

приращение радиуса цилиндра

$$\Delta_7=\frac{pa}{E}\left(\frac{R^2+a^2}{R^2-a^2}+\mu\right)-\frac{p_1a}{E}\left(\frac{2R^2}{R^2-a^2}-\mu\right); \tag{28}$$

приращение радиуса поршня

$$\Delta_8=-\frac{pb}{E_1}(1-\mu_1)+\frac{p_1b}{E_1}\mu_1; \tag{29}$$

величина зазора

$$h(p)=h+k_5p-k_6p_1, \tag{30}$$

где

$$k_5=\frac{a}{E}\left(\frac{R^2+a^2}{R^2-a^2}+\mu\right)+\frac{b}{E_1}(1-\mu_1); \tag{31}$$

$$k_6=\frac{a}{E}\left(\frac{2R^2}{R^2-a^2}-\mu\right)+\frac{b}{E_1}\mu_1. \tag{32}$$

В отличие от предыдущих в рассматриваемой поршневой системе зазор с возрастанием давления уменьшается.

Таким образом, показано, что при высоких давлениях вязкость жидкости, радиусы поршня и цилиндра поршневых систем являются функциями давления, которое переменно по длине зазора и в общем случае неизвестно. Эти обстоятельства сильно осложняют задачу, и поэтому для ее решения при высоких давлениях используется приближенный метод, основанный на предположении, что на элементе длины деформированного зазора движение жидкости подчиняется законам движения в зазоре цилиндрической формы. Такое допущение оправдано тем, что начальный цилиндрический зазор под давлением уподобляется «конусу» с ничтожно малым углом и, следовательно, на элементе длины допустимо рассматривать зазор цилиндрическим.

При сделанном допущении уравнения (2) движения жидкости сохраняются с той оговоркой, что они будут справедливы для зазора элементарной длины. Отсюда общие уравнения при высоких давлениях получим непосредственно из решения уравнений (2), но записанных для элементарного зазора протяженностью dl с градиентом давления $-\frac{dp}{dl}$, вязкостью $\eta=\eta(p)$ и значением зазора $h=h(p)$.

Общие уравнения для интересующих нас величин при высоких давлениях принимают вид:

для расхода жидкости

$$Q=\frac{-\pi b[h(p)]^3}{6\eta(p)}\,\frac{dp}{dl}=\mathrm{const}; \tag{33}$$

для скорости поршня

$$v=\frac{Q}{\pi b^2}, \tag{34}$$

где Q — соответствует равенству (33);

вертикальная составляющая силы трения

$$T_a=-\int_0^{l_0}\pi b h(p)\,\frac{dp}{dl}\,dl, \tag{35}$$

соответственно, горизонтальная составляющая силы трения

$$T_2=-\int_0^{l_0}\frac{2\pi b^2\omega_0\eta(p)}{h(p)}\,dl \tag{36}$$

и момент этой силы относительно оси поршня

$$M=-\int_0^{l_0}\frac{2\pi b^3\omega_0\eta(p)}{h(p)}dl. \tag{37}$$

В двух последних уравнениях через ω_0 обозначена постоянная угловая скорость вращения поршня.

Подстановка в приведенные уравнения значений $\eta(p)$ и $h(p)$ (для каждой поршневой системы) соответственно уравнениям (3), (6), (11), (16), (21), (25), (30) и последующее интегрирование дает искомые величины. Уравнение расхода (33) позволяет также найти зависимость p от l.

Расход жидкости и поступательное движение поршня

Важнейшей характеристикой поршневой системы прибора является расход жидкости через зазор или, соответственно, скорость поступательного движения поршня, вызываемая утечкой жидкости. Зависимость между скоростью поршня и величинами, ее определяющими, служит основой для расчета поршневых систем приборов и широко используется при решении других вопросов теории. Расход жидкости и скорость поступательного движения поршня связаны между собой простой зависимостью

$$Q=v\pi b^2.$$

Поэтому приведем уравнения скорости поршня, из которых выражения для расхода жидкости легко получаются на основе указанной зависимости. Особенности поршневых систем и влияние давления требуют отдельного рассмотрения скорости для каждого вида поршня. Соответствующие решения получаем из уравнений, приведенных ранее.

Скорость простого поршня при малых давлениях непосредственно находим из третьего уравнения системы (2)

$$\frac{dz}{dt}=\frac{mgh^3}{6\tau_0 bl_0 S_{эф}}\left(1-e^{-nt}\right), \qquad (38)$$

где

$$n=\frac{6\tau_0 bl_0 S_{эф}}{mh^3}.$$

Член e^{-nt} весьма мал в сравнении с единицей (h выражается величинами порядка $1\cdot10^{-4}$ *см*) и при возрастании t стремится к нулю. Поршень

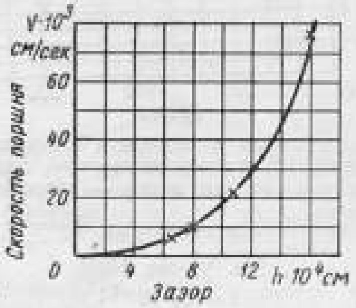


Рис. 7. График зависимости поступательной скорости поршня от величины зазора. Сплошная линия — теоретическая кривая. Крестики соответствуют экспериментальным значениям скорости.

приобретает постоянную скорость через промежуток времени порядка $1\cdot10^{-3}$ сек., т. е. практически мгновенно. Тогда значение этой скорости из (38) будет равно:

$$v=\frac{p_1h^3}{6\tau_0 bl_0}. \qquad (39)$$

Отсюда видно, что скорость поршня, а следовательно, и расход жидкости в сильной степени зависят от величины зазора. Уравнение (39) хорошо подтверждается экспериментом (что видно на рис. 7).

У поршня переменной длины скорость является функцией времени t и выражается так:

$$v=\frac{\dfrac{p_1h^3}{3\tau_0 b}}{2\sqrt{l_0^2+\dfrac{p_1h^3}{3\tau_0 b}t}} \qquad (40)$$

Кривые по уравнению (40) и экспериментальные значения скорости приведены на рис. 8.

Для любого дифференциального поршня его скорость при малых давлениях принимает вид:

$$v=\frac{p_1\left(\frac{h_1^3 b_1}{l_1}+\frac{h_2^3 b_2}{l_2}\right)}{6\eta_0(b_1^2-b_2^2)}. \tag{41}$$

Здесь b_1—радиус поршня, h_1—величина зазора и l_1—длина верхнего поршня (двойной дифференциальный поршень) или верхней его части (одинарный дифференциальный поршень), а b_2, h_2 и l_2—соответственные величины нижнего поршня или нижней его части.

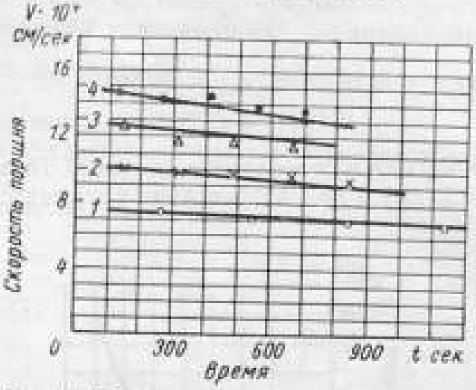


Рис. 8. График зависимости поступательной скорости поршня переменной длины от времени. Сплошные линии — теоретические кривые для различных $\mathfrak{z}=\frac{p_1 h^3}{3\eta_0 b}$ [см. ур-ние (40)].

$1-\mathfrak{z}=7{,}5\cdot10^{-3}$;

$2-\mathfrak{z}=10\cdot10^{-3}$;

$3-\mathfrak{z}=12{,}7\cdot10^{-3}$;

$4-\mathfrak{z}=14{,}5\cdot10^{-3}$.

Кружками, крестиками, треугольниками и точками нанесены соответствующие экспериментальные значения

Уравнение скорости простого поршня в обычном цилиндре при высоких давлениях с учетом изменения вязкости и зазора принимает вид:

$$v=\frac{1}{6\eta_0 b l_0 c}\left\{\left[(h-k_1p_1)^3+\frac{3k}{c}(h-k_1p_1)^2+\frac{6k^2}{c^2}(h-k_1p_1)+\frac{6k^3}{c^3}\right]-\right.$$
$$-\frac{1}{e^{cp_1}}\left[[h+p_1(k-k_1)]^3+\frac{3k}{c}[h+p_1(k-k_1)]^2+\right.$$
$$\left.\left.+\frac{6k^2}{c^2}[h+p_1(k-k_1)]+\frac{6k^3}{c^3}\right]\right\}. \tag{42}$$

В выражении (42) k и k_1—коэффициенты деформации, определяемые равенствами (7) и (8), c—пьезокоэффициент, характеризующий изменение вязкости жидкости от давления. Теоретическая кривая по уравнению (42) и экспериментальные значения скорости для простого поршня приведены на рис. 9.

Прикладной интерес представляют также частные случаи:

$\eta=\text{const}$ и $h=h(p)$, встречающиеся когда применяют жидкости, вязкость которых мало зависит от давления;

$h=\text{const}$ и $\eta=\eta(p)$, имеющие место, если давления относительно малы, но вязкость значительно зависит от давления.

Положив в равенстве (42) $k=k_1=0$, получим выражение скорости поршня для $h=\mathrm{const}$ и $\eta=\eta(p)$. Имеем:

$$v=\frac{h^3\left(1-\frac{1}{e^{cp_1}}\right)}{6\eta_0 b l_0 c}. \tag{43}$$

При $\eta=\eta_0=\mathrm{const}$, что соответствует $c=0$, из (43), после раскрытия неопределенности приходим к выражению скорости поршня при малых

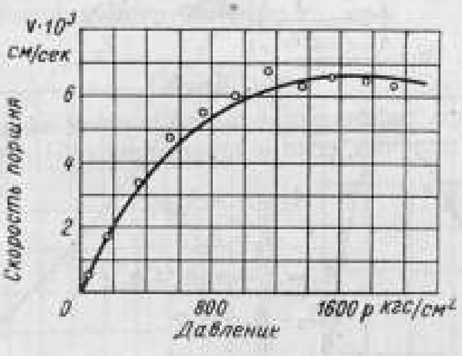


Рис. 9. График зависимости поступательной скорости простого поршня в обычном цилиндре на трансформаторном масле от давления. Сплошная линия — теоретическая кривая, кружки — экспериментальные значения скорости

давлениях, т. е. к уравнению (39). Скорость простого поршня при постоянной вязкости, но с учетом влияния деформаций, определяется из уравнения:

$$v=\frac{[h+p_1(k-k_1)]^4-[h-k_1 p_1]^4}{24k\eta_0 b l_0}, \tag{44}$$

которое вновь переходит в равенство (39) при $k=k_1=0$.

Скорость двойного дифференциального поршня при высоких давлениях в общем случае, когда приняты во внимание изменение вязкости и деформации поршневой системы, может быть представлена следующим уравнением:

$$v=\frac{1}{6\eta_0 c(b_1^2-b_2^2)}\left\{\frac{b_1}{l_1}\left\{\left[B_1^3+\frac{3k'}{c}B_1^2+6\left(\frac{k'}{c}\right)^2 B_1+6\left(\frac{k'}{c}\right)^3\right]-\frac{1}{e^{cp_1}}\left[A_1^3+\right.\right.\right.$$
$$\left.\left.+\frac{3k'}{c}A_1^2+6\left(\frac{k'}{c}\right)^2 A_1+6\left(\frac{k'}{c}\right)^3\right]\right\}+\frac{b_2}{l_2}\left\{\left[B_2^3+\frac{3k''}{c}B_2^2+6\left(\frac{k''}{c}\right)^2 B_2+\right.\right.$$
$$\left.\left.\left.+6\left(\frac{k''}{c}\right)^3\right]-\frac{1}{e^{cp_1}}\left[A_2^3+\frac{3k''}{c}A_2^2+6\left(\frac{k''}{c}\right)^2 A_2+6\left(\frac{k''}{c}\right)^3\right]\right\}\right\}. \tag{45}$$

В этом уравнении

$$A_1=[h_1+p_1(k'-k_1')];$$
$$B_1=h_1-p_1 k_1';$$
$$A_2=[h_2+p_1(k''-k_1'')];$$
$$B_2=h_2-p_1 k_1'',$$

а значения коэффициентов деформации k', k_1', k'' и k_1'' определяются равенствами (12), (13), (17) и (18).

Скорость того же поршня в частных случаях выражается так: при $\eta_1 = \eta_{10} = \text{const}$ и $h = h(p)$

$$v = \frac{\frac{b_1}{k' l_1}[A_1^4 - B_1^4] + \frac{b_2}{k'' l_2}[A_2^4 - B_2^4]}{24\eta_{10}(b_1^2 - b_2^2)}, \tag{46}$$

соответственно при $h = \text{const}$ и $\eta_1 = \eta_1(p)$

$$v = \frac{\left(1 - \frac{1}{e^{cp_1}}\right)\left[\frac{h_1^3 b_1}{l_1} + \frac{h_2^3 b_2}{l_2}\right]}{6\eta_{10} c(b_1^2 - b_2^2)}. \tag{47}$$

Для одинарного дифференциального поршня имеем аналогичные выражения, которые получим, если в уравнениях (45) и (46) принять

$$A_1 = h_1 + k_2 p_1;$$
$$B_1 = h_1;$$
$$A_2 = h_2 + p_1(k_3 + k_4);$$
$$B_2 = h_2 + k_4 p.$$

При этом значения коэффициентов k_2, k_3 и k_4 соответствуют равенствам (22), (26) и (27). Кривая по уравнению (45) для одинарного дифференциального поршня и соответствующие экспериментальные значения скорости приведены на рис. 10. Уравнение (47), как удовлетворяющее условию постоянного зазора, действительно для любого дифференциального поршня.

Скорость простого поршня, работающего в цилиндре с противодавлением, для общего случая можно получить из равенства (42), если в последнем произвести замену коэффициентов $k = k_5$ и $k_1 = k_6$ и взять их значения из равенств (31) и (32). Если материал поршня и цилиндра одинаков, то $k_6 = k_5$ и уравнение скорости в этом случае принимает вид:

$$v = \frac{1}{6\eta_{10} b l_0 c}\left\{\left[(h - k_5 p_1)^3 + \frac{3k_5}{c}(h - k_5 p_1)^2 + \frac{6k_5^2}{c^2}(h - k_5 p_1) + \frac{6k_5^3}{c^3}\right] - \frac{1}{e^{cp_1}}\left[h^3 + \frac{3k_5}{c}h^2 + \frac{6k_5^2}{c^2}h + \frac{6k_5^3}{c^3}\right]\right\} \tag{48}$$

Уравнения скорости для этого поршня в частных случаях чаще всего не представляют практического интереса, так как цилиндры с противодавлением применяются лишь при измерении высоких давлений, когда предположения об отсутствии деформаций или о постоянстве вязкости не отвечают действительности.

На рис. 11 приведена теоретическая кривая скорости простого поршня в цилиндре с противодавлением и экспериментальные значения. Эта кривая по своему характеру резко отличается от кривых других поршневых систем (см. рис. 9, 10), что связано с особенностями деформаций у цилиндра с противодавлением. Скорость поршня, работающего в таком цилиндре, растет до некоторого максимума давления и далее снижается до нуля. Такой характер поведения скорости объясняется уменьшением зазора и возрастанием вязкости, т. е. одновременным действием двух влияний, снижающих скорость.

У манометра автора (рис. 6) представляет практический интерес суммарная скорость поршня, нагружаемого грузами, учитывающая утечку жидкости во всех трех поршневых системах. В общем виде она выразится так:

$$v=v_1+(v_2+v_3)\,\frac{S_2}{S_1}, \tag{49}$$

где

v_1 — собственная скорость поршня, нагружаемого грузами,
v_2 — фиктивная скорость поршня низкого давления мультипликатора,
v_3 — скорость поршня высокого давления,
S_2 — площадь поршня низкого давления мультипликатора,
S_1 — площадь поршня, нагружаемого грузами.

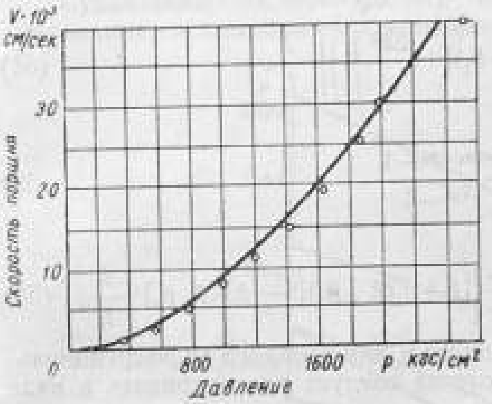


Рис. 10. График зависимости поступательной скорости одинарного дифференциального поршня на касторовом масле от давления. Сплошная линия — теоретическая кривая, кружки — экспериментальные значения скорости

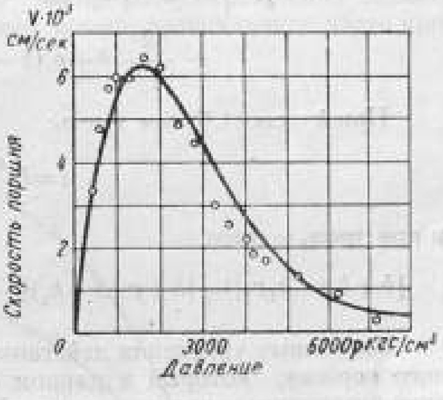


Рис. 11. График зависимости поступательной скорости простого поршня в цилиндре с противодавлением на глицерине от давления. Сплошная линия—теоретическая кривая, кружки—экспериментальные значения скорости

Значения v_1 и v_2 определяются из уравнения (39) с соответствующими параметрами взятой поршневой системы, а v_3 — из равенства (42) при обычном цилиндре и по уравнению (48) для цилиндра с противодавлением.

Распределение давления в зазоре поршневых систем

Аналитическое выражение давления вдоль длины зазора поршневых систем является важным средством при решении некоторых вопросов теории. В частности, не зная закона распределения давления, нельзя решить задачу о вращательном движении поршня при высоких давлениях.

Для поршневых систем при $h=\mathrm{const}$ и $\eta=\mathrm{const}$ распределение давления удовлетворяет линейному закону

$$p=p_1\frac{l_0-l}{l_0}, \tag{50}$$

где l—высота, отсчитываемая от торца поршня (см. рис. 1). Как и следовало ожидать, уравнение (50) для малых давлений хорошо подтверждается экспериментом, что видно из рис. 12.

Влияние деформаций и изменение вязкости существенно меняет распределение давления, причем характер кривой падения давления зависит от величины деформаций и природы примененной жидкости. При одновременном проявлении этих двух влияний распределение давления в зазоре простого поршня удовлетворяет следующему выражению:

$$\frac{1}{e^{cp}}\left\{[h+kp-k_1p_1]^3+\frac{3k}{c}[h+kp-k_1p_1]^2+\frac{6k^2}{c^2}[h+kp-k_1p_1]+\frac{6k^3}{c^3}\right\}=$$

$$=\frac{1}{e^{cp_1}}\left\{[h+p_1(k-k_1)]^3+\frac{3k}{c}[h+p_1(k-k_1)]^2+\frac{6k^2}{c^2}[h+p_1(k-k_1)]+\right.$$

$$\left.+\frac{6k^3}{c^3}\right\}+\left\{\left[(h-k_1p_1)^3+\frac{3k}{c}(h-k_1p_1)^2+\frac{6k^2}{c^2}(h-k_1p_1)+\right.\right.$$

$$\left.+\frac{6k^3}{c^3}\right]-\frac{1}{e^{cp_1}}\left\{[h+p_1(k-k_1)]^3+\frac{3k}{c}[h+p_1(k-k_1)]^2+\right.$$

$$\left.\left.+\frac{6k^2}{c^2}[h+p_1(k-k_1)]+\frac{6k^3}{c^3}\right\}\right\}\frac{l}{l_0}. \qquad (51)$$

При $h=\text{const}$ будем иметь:

$$l=l_0\frac{e^{c(p_1-p)}-1}{e^{cp_1}-1} \qquad (52)$$

и при $\eta=\eta_0=\text{const}$.

$$[h+kp-k_1p_1]^4=[h+p_1(k-k_1)]^4-\left\{[h+p_1(k-k_1)]^4-[h-k_1p_1]^4\right\}\frac{l}{l_0}. \qquad (53)$$

Указанные уравнения действительны и для двойного дифференциального поршня, который в данном случае следует рассматривать в виде двух независимых простых поршней.

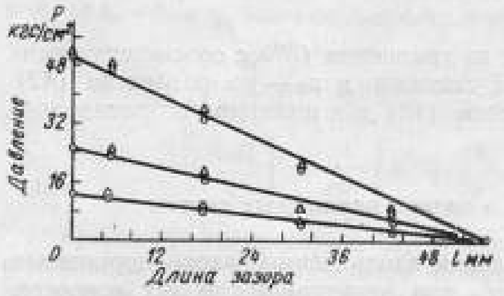


Рис. 12. График распределения давления в зазоре цилиндрической формы. Сплошные линии — теоретические кривые, кружки — экспериментальные значения для одного поршня, треугольники—тоже для другого поршня (в том же цилиндре) большего диаметра

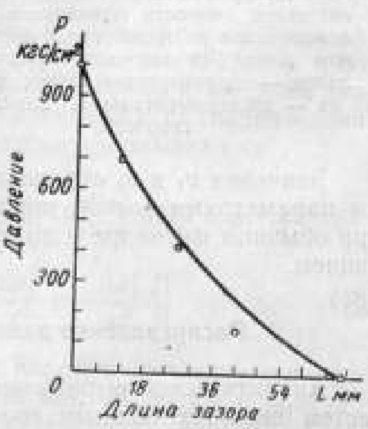


Рис. 13. График распределения давления при большой величине зазора на касторовом масле. Сплошная линия—теоретическая кривая, кружки — экспериментальные значения

Для каждой части одинарного дифференциального поршня распределение давления получим из уравнений (51) и (53), если произведем в них следующую замену: для верхней части поршня $k=k_2$, $k_1=0$, $h=h_1$ и $l_0=l_1$, для нижней части $k=k_3$, $-k_1=k_4$, $h=h_2$ и $l_0=l_2$.

Подобным же образом может быть найдено распределение давления и для простого поршня в цилиндре с противодавлением. Для этого в выражениях (51) и (53) необходимо выполнить замену коэффициентов деформации $k=k_5$ и $k_1=k_6$. При одинаковом материале поршня и цилиндра распределение давления в такой поршневой системе выразится так:

$$\frac{1}{e^{cp}}\left\{[h-k_5(p_1-p)]^3+\frac{3k_5}{c}[h-k_5(p_1-p)]^2+\frac{6k_5^2}{c^2}[h-k_5(p_1-p)]+\frac{6k_5^3}{c^3}\right\}=$$

$$=\frac{1}{e^{cp_1}}\left[h^3+\frac{3k_5}{c}h^2+\frac{6k_5^2}{c^2}h+\frac{6k_5^3}{c^3}\right]+\left\{\left[(h-k_5p_1)^3+\frac{3k_5}{c}(h-k_5p_1)^2+\right.\right.$$

$$\left.\left.+\frac{6k_5^2}{c^2}(h-k_5p_1)+\frac{6k_5^3}{c^3}\right]-\frac{1}{e^{cp_1}}\left[h^3+\frac{3k_5}{c}h^2+\frac{6k_5^2}{c^2}h+\frac{6k_5^3}{c^3}\right]\right\}\frac{l}{l_0}. \tag{54}$$

Существенно подчеркнуть, что на распределении давления сильно сказываются искажения начальной формы зазора, возникающие часто при

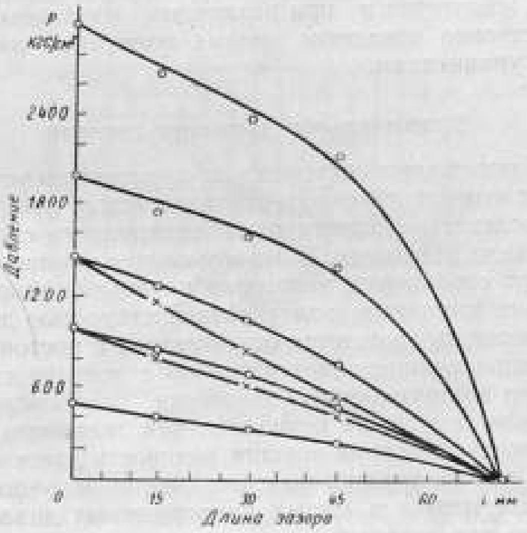


Рис. 14. График семейства экспериментальных кривых распределения давления на разных жидкостях. Сплошные линии с точками в виде кружков — глицерин; сплошные линии с крестиками — касторовое масло

изготовлении цилиндра. Так, если канал цилиндра обладает конусной формой с углом φ, вершина которого направлена вниз, то распределение давления при $\eta=\eta_0=\mathrm{const}$ принимает вид:

$$p=p_1\frac{\dfrac{1}{(h+l\varphi)^2}-\dfrac{1}{(h+l_0\varphi)^2}}{\dfrac{1}{h^2}-\dfrac{1}{(h+l_0\varphi)^2}}. \tag{55}$$

При переменной вязкости жидкости в этом случае будем иметь:

$$1-\frac{1}{e^{cp}}=\left(1-\frac{1}{e^{cp_1}}\right)\cdot\frac{\dfrac{1}{(h+l\varphi)^2}-\dfrac{1}{(h+l_0\varphi)^2}}{\dfrac{1}{h^2}-\dfrac{1}{(h+l_0\varphi)^2}}. \tag{56}$$

Подобные уравнения легко получить и для противоположного расположения вершины конуса. Не приводя самих уравнений, отметим, что направление кривизны кривых распределения давления в этом случае будет противоположно тому, которое получается из уравнений (55) и (56).

Искажение начальной цилиндрической формы зазора изменяет действительное распределение давления, причем в зависимости от направления конуса искажения либо совпадают с влиянием деформации, либо оказываются противоположными.

Наличие искажений начальной формы зазора затрудняет строгую экспериментальную проверку законов распределения давления, особенно при малых величинах зазора. На рис. 13 приведена теоретическая кривая по уравнению (51) и экспериментальные данные, когда начальный зазор достаточно велик по сравнению с деформациями. В этом случае на распределении давления главным образом сказалось влияние вязкости. На рис. 14 дано семейство экспериментальных кривых распределения давления при разных жидкостях и при различных начальных давлениях под поршнем. Качественно поведение кривых полностью соответствует приведенным выше уравнениям.

Вращательное движение поршня

Вращение в поршневых системах применяется для устранения трения, возникающего от непосредственного контакта между поверхностями поршня и цилиндра вследствие недостаточной центрировки системы. У поршня применяют два вида вращения. В первом случае поршню (нагруженному грузами) от руки сообщается некоторая начальная угловая скорость, а затем он свободно вращается с затухающей скоростью до остановки. Во втором случае поршень вращается от двигателя с постоянной скоростью. Вращение цилиндра осуществляется только с постоянной скоростью.

При изучении вращательного движения наибольший практический интерес представляют условия осуществления заданного характера движения (длительность вращения поршня, мощность двигателя).

Вращение простого поршня по схеме рис. 1 в условиях отсутствия нежидкостных сил трения и малых подпоршневых давлений (h=const, η=const) должно удовлетворять следующему уравнению:

$$\omega=\omega_0 e^{-\alpha t}, \qquad (57)$$

где

$$\alpha=\frac{4\pi l_0 \eta_0 b^3}{m\rho^2 h}, \qquad (58)$$

ω — текущее значение угловой скорости поршня,

ω_0 — начальная скорость поршня,

ρ — радиус грузов.

Для осуществления движения такого поршня с постоянной скоростью ω_0 необходимо затратить мощность, равную

$$W=\frac{2\pi l_0 \eta_0 b^3 \omega_0^2}{h}. \qquad (59)$$

Если прибор в силу конструктивных особенностей снабжен устройством, благодаря которому к поршню, кроме жидкостного трения в зазоре, приложена постоянная горизонтальная сила трения T (например, трение в шарикоподшипнике штанги), то уравнение вращательного движения принимает вид:

$$\omega=\omega_0 e^{-\alpha t}-\frac{\beta}{\alpha}(1-e^{-\alpha t}), \qquad (60)$$

в котором α имеет прежнее значение, соответственно уравнению (58), а

$$\beta=\frac{2Tb_1}{m\rho^2},$$

где b_1 — радиус штанги шарикоподшипника.

Сила трения T может быть вычислена из опытных данных по затуханию скорости вращения поршня на основании следующего соотношения:

$$T=\frac{2\pi l_0\eta_0 b^3}{b_1\,h}\left(\frac{\omega_0 e^{-\alpha t}-\omega}{1-e^{-\alpha t}}\right). \qquad (61)$$

На рис. 15 изображены теоретическая кривая изменения скорости свободного вращения поршня по уравнению (57) и соответствующие

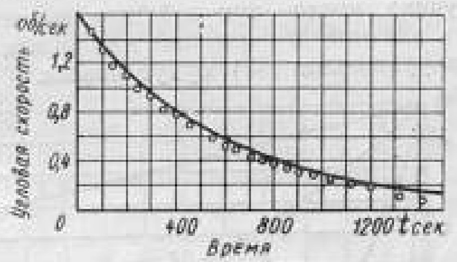


Рис. 15. График изменения угловой скорости поршня во времени. Сплошная линия — теоретическая кривая; кружки — экспериментальные значения

экспериментальные значения. Как видим, теоретическая кривая и опытные данные совпадают до момента достижения некоторой критической скорости. Далее следует предполагать, что отжимающее усилие уже не в состоянии устранить эксцентричное положение поршня, возникает металлический контакт и вращение протекает при наличии нежидкостного трения с более быстрым затуханием скорости, как это предусматривает уравнение (60).

Уравнение вращения дифференциального поршня при малых давлениях имеет такой же вид, что и для простого поршня,

$$\omega=\omega_0 e^{-\alpha_2 t}, \qquad (62)$$

но значение α_2 выразится так:

$$\alpha_2=\frac{4\pi\eta_0}{m\rho^2}\left[\frac{l_1 b_1^3}{h_1}+\frac{l_2 b_2^3}{h_2}\right].$$

При действии высоких давлений общие условия вращения сохраняются неизменными, но величина приложенного к поршню момента жидкостных сил трения существенно изменится, вследствие деформации зазора и изменения вязкости. У каждой поршневой системы деформации зазора и распределение давления обладают своеобразным характером, а следовательно, будут количественно различны и скорости вращения поршня.

Для простого поршня в общем случае влияния давления $[\eta=\eta(p)$ и $h=h(p)]$ форма уравнения движения сохраняется неизменной

$$\omega=\omega_0 e^{-\alpha t}, \tag{63}$$

а значение α примет вид:

$$\alpha=\frac{4\pi b^3\eta_0 c l_0}{3kBm\rho^2}\left\{[h+p_1(k-k_1)]^3-[h-k_1p_1]^3\right\},$$

где через B обозначено:

$$B=\left[(h-k_1p_1)^3+\frac{3k}{c}(h-k_1p_1)^2+\frac{6k^2}{c^2}(h-k_1p_1)+\frac{6k^3}{c^3}\right]-\frac{1}{e^{cp_1}}\left\{[h+\right.$$
$$\left.+p_1(k-k_1)]^3+\frac{3k}{c}[h+p_1(k-k_1)]^2+\frac{6k^2}{c^2}[h+p_1(k-k_1)]+\frac{6k^3}{c^3}\right\}.$$

В частных случаях, когда при действии высоких давлений допустимо не учитывать влияние деформаций или вязкости, значения показателя степени α в уравнении (63) будут иными.

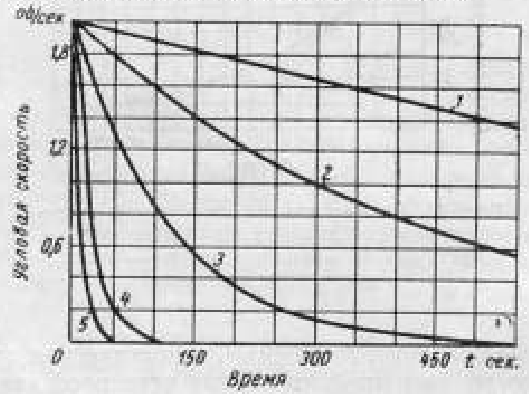


Рис. 16. График изменения угловой скорости во времени у различных поршневых систем:

1—простой поршень в обычном цилиндре (η=const, h=const); 2—простой поршень в обычном цилиндре [$\eta=\eta(p)$, $h=h(p)$]; 3—простой поршень в цилиндре с противодавлением [$\eta=\eta(p)$, $h=h(p)$]; 4—одинарный дифференциальный поршень (η=const, h=const); 5—одинарный дифференциальный поршень [$\eta=\eta(p)$, $h=h(p)$]

При $\eta=\eta(p)$ и h=const значение α выразится так:

$$\alpha_1=\frac{4\pi b^3\eta_0 e^{cp_1} l_0 p_1}{h(e^{cp_1}-1)m\rho^2},$$

а при $h=h(p)$ и $\eta=\eta_0$=const соответственно будем иметь:

$$\alpha_2=\frac{16}{3}\;\frac{\pi b^3\eta_0 l_0\{[h+p_1(k-k_1)]^3-[h-k_1p_1]^3\}}{m\rho^2\{[h+p_1(k-k_1)]^4-[h-k_1p_1]^4\}}.$$

Для простого поршня в цилиндре с противодавлением при условии, что материал поршня и цилиндра одинаков, в общем случае получаем для α следующее значение:

$$\alpha=\frac{4\pi b^3\eta_0 c l_0}{3k_2B''m\rho^2}[h^3-(h-k_2p_1)^3],$$

где

$$B''=\left[(h-k_5p_1)^3+\frac{3k_5}{c}(h-k_5p_1)^2+\frac{6k_5^2}{c^2}(h-k_5p_1)+\frac{6k_5^3}{c^3}\right]-$$

$$-\frac{1}{e^{cp_1}}\left[h^3+\frac{3k_5}{c}h^2+\frac{6k_5^2}{c^2}h+\frac{6k_5^3}{c^3}\right].$$

Аналогичные решения, которые здесь не приводятся, имеют место и для других поршневых систем манометров.

На рис. 16 изображены кривые изменения угловой скорости во времени у различных поршневых систем, наглядно иллюстрирующие общий характер движения и влияние высоких давлений.

Уравнения вращательного движения поршня, помимо основного значения как расчетных формул при проектировании приборов, служат весьма удобным средством практического контроля отсутствия нежидкостных сил трения при всевозможных испытаниях приборов в процессе производства и в эксплуатации.

Эффективная площадь поршня

Понятие эффективной площади неуплотненного поршня выводится из условий замены действия вертикальной составляющей силы жидкостного трения в зазоре эквивалентным увеличением геометрической площади сечения поршня. Такая замена представляет значительные практические удобства. Эффективная площадь является метрологической константой прибора, а поэтому точное определение ее значения в сущности решает вопрос и о точности прибора.

Эффективная площадь простого поршня при малых давлениях может быть представлена в виде

$$S_{эф}=\frac{\pi(a^2+b^2)}{2}$$

или с достаточным для практики приближением

$$S_{эф}=\pi b^2+\pi bh. \qquad (64)$$

Для эффективной площади любого дифференциального поршня при малых давлениях действительно выражение:

$$S_{эф}=[\pi b_1^2+\pi b_1h_1]-[\pi b_2^2+\pi b_2h_2], \qquad (65)$$

из которого следует, что она равна разности эффективных площадей верхнего и нижнего поршня (верхней и нижней части у одинарного дифференциального поршня), рассматриваемых в виде простых поршней.

Уравнение (64) многократно проверялось экспериментально и в литературе имеется достаточный материал, подтверждающий его справедливость.

При действии высоких давлений изменяются оба параметра, определяющие эффективную площадь поршня, вследствие чего она становится функцией измеряемого давления. Эффективная площадь различных поршневых систем при высоких давлениях может быть выражена:

простой поршень в обычном цилиндре

$$S_{p_1}=S_{эф}\left\{1+p_1\left[\frac{3\mu_1-1}{E_1}+\frac{1}{b}\left(\frac{k}{2}-k_1\right)\right]\right\}, \qquad (66)$$

простой поршень в цилиндре с противодавлением

$$S_{p_1}=S_{эф}\left\{1+p_1\left[\frac{3\mu_1-1}{E_1}-\frac{1}{b}\left(k_6-\frac{k_5}{2}\right)\right]\right\}, \qquad (67)$$

двойной дифференциальный поршень

$$S_{p_1}=S_{эф}\left\{1+p_1\left[\frac{3\mu_1-1}{E_1}+\frac{b_1\left(\frac{k'}{2}-k'_1\right)-b_2\left(\frac{k''}{2}-k'_1\right)}{b_1^2-b_2^2}\right]\right\}, \tag{68}$$

одинарный дифференциальный поршень

$$S_{p_1}=S_{эф}\left\{1+p_1\left[\frac{3\mu_1-1}{E_1}+\frac{b_1\frac{k_2}{2}-b_2\left(\frac{k_2}{2}+k_1\right)}{b_1^2-b_2^2}\right]\right\}. \tag{69}$$

Отмеченное выше значение эффективной площади поршня, как основного метрологического параметра приборов, требует теоретического освещения способов экспериментального ее определения. Отдельные способы получают наибольшую надежность, если для измерения зазора применить гидродинамический метод. При известном h и радиусе поршня эффективная площадь определяется непосредственно из уравнения (64).

Гидродинамический метод измерения зазора имеет большое практическое значение не только для указанных целей, но и при всевозможных испытаниях приборов, поскольку основным параметром поршневых систем, входящим во все расчетные формулы, является начальная величина зазора. В основу гидродинамического метода измерения зазора у простого поршня положено уравнение (39), из которого следует:

$$h=\sqrt[3]{\frac{6\eta_0 b l_0 v}{p_1}}. \tag{70}$$

В большинстве случаев этот метод является единственно надежным средством измерения зазора. Экспериментально метод чрезвычайно прост, так как сводится к определению скорости опускания поршня при заданной нагрузке и вязкости жидкости.

Способ определения изменения эффективной площади поршня за время эксплуатации прибора путем измерения зазора или скорости опускания поршня является удобным средством наблюдения за основным параметром прибора. Теоретические основы этого способа приводят к следующим соотношениям.

Изменение эффективной площади поршня в общем случае, если одновременно изменяются радиус поршня и радиус цилиндра, имеет вид:

$$\Delta S_{эф}=\pi b(h'_0-h_0-2\Delta b), \tag{71}$$

где

h_0 — начальное значение зазора,

h'_0 — новое значение зазора после некоторого срока эксплуатации поршневой системы,

Δb — изменение радиуса поршня.

При неизменном значении радиуса поршня

$$\Delta S_{эф}=\pi b(h'_0-h_0), \tag{72}$$

а при постоянстве радиуса канала цилиндра

$$\Delta S_{эф}=-\pi b\Delta b. \tag{73}$$

Соотношения (71), (72) и (73) применимы для непосредственного определения приращения эффективной площади в период эксплуатации прибора. Они успешно используются и для установления нормативных требований к отдельным характеристикам прибора, при заданном значении которых изменение площади поршня не выйдет за установленный предел ε%.

Границы, которым должны при этом удовлетворять отдельные параметры поршневой системы или ее характеристики, определяются следующими неравенствами:

увеличение радиуса канала цилиндра

$$\Delta a \leqslant \frac{b\varepsilon}{100} \tag{74}$$

изменение радиуса поршня

$$|\Delta b| \leqslant \frac{b\varepsilon}{100} \tag{75}$$

величина нового зазора

$$h_0' \leqslant h_0 + \frac{b\varepsilon}{100} \tag{76}$$

новое значение скорости поршня

$$v' \leqslant v\left(1 + \frac{\varepsilon b}{100 h_0}\right)^3 \tag{77}$$

новое значение времени опускания поршня

$$t' \leqslant \frac{t}{\left(1 + \frac{\varepsilon b}{100 h_0}\right)^3}. \tag{78}$$

Уравнения (71), (72), (73) и основанные на них неравенства (74)—(78) экспериментально хорошо подтверждаются. На рис. 17 приведена кривая изменения эффективной площади поршня, вычисленная по уравнению (72), и опытные данные.

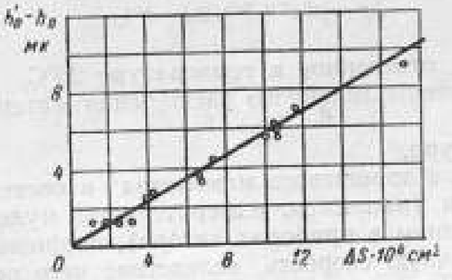


Рис. 17. График изменения эффективной площади поршня в зависимости от изменения зазора. Сплошная линия — теоретическая кривая, кружки — экспериментальные значения

Поправки приборов

При использовании манометров в условиях, отличающихся от нормальных, в их показания должен быть введен ряд поправок. Только в этом случае может быть сохранена высокая точность, свойственная приборам с неуплотненным поршнем.

Важнейшая поправка поршневых манометров связана с изменением эффективной площади от давления*. Величина поправки к измеряемому давлению имеет общий вид

$$\Delta p = -\lambda p_1^2, \tag{79}$$

* Этот вопрос подробно рассматривается в статье М. К. Жоховского «Поправки поршневых манометров, вызываемые влиянием высоких давлений».

где λ — является обобщенным обозначением коэффициента изменения площади от давления. Для различных поршневых систем на основе уравнений (66) — (69) будем иметь:

простой поршень в обычном цилиндре

$$\Delta p_1 = -\left[\frac{3\mu_1-1}{E_1} + \frac{1}{b}\left(\frac{k}{2} - k_1\right)\right] p_i^2; \tag{80}$$

простой поршень в цилиндре с противодавлением

$$\Delta p_1 = -\left[\frac{3\mu_1-1}{E_1} - \frac{1}{b}\left(k_6 - \frac{k_5}{2}\right)\right] p_i^2; \tag{81}$$

двойной дифференциальный поршень

$$\Delta p_1 = -\left[\frac{3\mu_1-1}{E_1} + \frac{b_1\left(\frac{k'}{2} - k_1'\right) - b_2\left(\frac{k''}{2} - k_1'\right)}{b_1^2 - b_2^2}\right] p_1^2; \tag{82}$$

одинарный дифференциальный поршень

$$\Delta p_1 = -\left[\frac{3\mu_1-1}{E_1} + \frac{b_1\frac{k_2}{2} - b_2\left(\frac{k_3}{2} + k_4\right)}{b_1^2 - b_2^2}\right] p_1^2. \tag{83}$$

Эта поправка при точных измерениях давления имеет существенное значение; ее величина при давлениях 10000 *кгс/см²* для некоторых приборов достигает значения 0,5%. В правильности поправочных формул (80) — (83) убеждают результаты работы В. Н. Самойлова, публикуемой в сборнике.

Влияние температуры сказывается на изменении эффективной площади поршня, и соответствующая поправка к давлению для поршневых систем по рис. 1—5 (материалы у каждой части систем с дифференциальным поршнем одинаковы) выражается общим уравнением:

$$\Delta p = p(\alpha' + \beta')(20 - t^\circ), \tag{84}$$

где

p — давление, отнесенное к температуре 20°С,

α' и β' — коэффициенты линейного расширения материала поршня и цилиндра,

t° — температура.

При включении поршневого манометра в систему, лишенную полной герметичности (например, измерительные мультипликаторы с неуплотненным поршнем в приборах автора), поршень манометра приобретает дополнительную скорость, вследствие чего появляется добавочная сила трения. Для исключения влияния этой силы трения в показания манометра вводится соответствующая поправка, величина которой вычисляется по формуле:

$$\Delta p = -\frac{2l_0\eta_0 v}{bh}, \tag{85}$$

где v — дополнительная скорость опускания поршня.

У поршневых манометров в качестве противовеса измеряемого давления обычно используют грузы с обозначенным на них давлением. При работе прибора в поле земного тяготения необходимо показания прибора исправлять введением соответствующей поправки на местное значение ускорения силы тяжести. Она составляет:

$$\Delta p_1 = p_1\left(\frac{g}{g_n} - 1\right), \tag{86}$$

где

g_n — нормальное ускорение,

g — ускорение в данной местности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Michels A. Ann. Physik, 73, 577, 1924.
2. Meyers C. H., Jessup P. Bureau of Standarts, Journal of Research, 6, 1061, 1931.
3. Жоховский М. К. Журн. Измерительная техника, № 3, № 4, № 5, 1941.
4. Жоховский М. К. Доклады на второй Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах. Институт машиноведения Акад. наук СССР т. III, 1949.
5. Жоховский М. К. Труды Московского государственного института мер и измерительных приборов, вып. 1, Механические измерения, 1950.
6. Жоховский М. К. Теория манометров с неуплотненным поршнем, диссертация, 1953.
7. Жоховский М. К. Техника измерения давления и разрежения, Машгиз, 1952.
8. Жоховский М. К. Теория и расчет приборов с неуплотненным поршнем, доклад на научно-производственной конференции «Состояние современного приборостроения в области измерительной техники», 1956.
9. Пономарев С. Д., Бидерман В. Л. и др., Основы современных методов расчета на прочность в машиностроении, Машгиз, 1950.

М. К. Жоховский

ПОПРАВКИ ПОРШНЕВЫХ МАНОМЕТРОВ, ВЫЗЫВАЕМЫЕ ВЛИЯНИЕМ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ

При измерении поршневыми манометрами высоких давлений в показания приборов необходимо вводить поправки, так как вследствие деформаций поршневой системы эффективная площадь поршня оказывается функцией измеряемого манометром давления. Исследование упомянутой поправки для манометра с простым поршнем в обычном цилиндре было проведено ранее и освещено в работе [1]. Аналогичные решения для манометров с одинарным и двойным дифференциальным поршнем, а также для манометров с простым поршнем в цилиндре с противодавлением, изложены в работе [2], а окончательные выводы для наиболее распространенных приборов приведены в работе [3].

Вопрос о влиянии давления на эффективную площадь поршня манометра издавна привлекал внимание многих исследователей, применявших в своих работах подобные приборы. Особую остроту он приобретает в последнее время, в связи с тем, что пределы измерения поршневых манометров значительно повысились (10000—20000 $кгс/см^2$) и возросла их роль в метрологической практике и научных исследованиях.

В связи с этим возникла необходимость подробно осветить полученные прежде результаты. К этому побуждают два соображения. Во-первых, полное решение задачи о поправке изложено лишь для одного типа манометра в работе [1]; для других приборов были опубликованы только окончательные поправочные формулы*. Во-вторых, в печати появились статьи, в которых предложенные решения задачи не обладают достаточной строгостью [6], [7]. По-видимому автору этих статей работы [1], [3] не были известны.

При изложении рассматриваемого вопроса будем широко пользоваться соответствующими положениями из теории манометров с неуплотненным поршнем, помещенной в этом сборнике, без дополнительных ссылок.

Поправка поршневых манометров в общем виде может быть представлена так:

$$\Delta p_1 = -\frac{\Delta S}{S_{эф}} p_1 \qquad (1)$$

и, следовательно, для ее определения необходимо найти изменение площади поршня ΔS.

Величина ΔS окажется различной, в зависимости от примененной в манометре поршневой системы. Поэтому решение задачи рассмотрим отдельно для всех известных видов манометров.

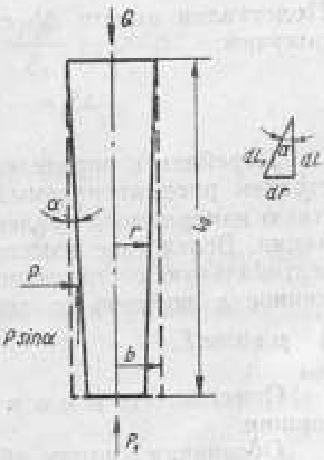
---

* За время нахождения настоящего сборника в печати вышла книга автора статьи «Теория и расчет приборов с неуплотненным поршнем», где изложено решение для всех манометров.

Манометр с простым поршнем в обычном цилиндре

Эффективная площадь неуплотненного поршня при малых давлениях определяется двумя параметрами: радиусом поршня и радиусом цилиндра или, соответственно радиусом поршня и величиной зазора. При переходе к высоким давлениям оба параметра изменяются и эффективная площадь становится функцией измеряемого давления.

Переменное давление в зазоре уменьшает поршень в радиальном направлении неравномерно, а осевая нагрузка увеличивает его в том же направлении на некоторую постоянную величину. Поэтому деформированный поршень будет приближаться к форме, изображенной на рисунке. Вследствие указанных деформаций изменяется площадь торца поршня и возникает наклон его боковой поверхности. Появление последнего создает условия для возникновения вертикальной компоненты от давления в зазоре, которая будет эквивалентна некоторому увеличению площади поршня.



Давление в зазоре неравномерно деформирует также и канал цилиндра, причем наибольшее изменение его диаметра оказывается внизу цилиндра. Совместная деформация поршня и цилиндра вызывает изменение величины и формы зазора, что в свою очередь, изменяет силы трения, а следовательно, и эффективную площадь поршня.

Таким образом, общее изменение эффективной площади поршня складывается из отдельных элементов, для которых примем следующие обозначения:

ΔS_1 — изменение площади торца поршня,

ΔS_2 — изменение площади от появления наклонной боковой поверхности,

ΔS_3 — изменение площади от изменения силы трения в деформированном зазоре.

Обозначив суммарное изменение эффективной площади через ΔS, будем иметь:

$$\Delta S = \Delta S_1 + \Delta S_2 + \Delta S_3. \tag{2}$$

Перейдем к определению каждой составляющей ΔS, отдельно в указанном выше порядке.

Возьмем поршень, радиус которого при малых давлениях равен b. Найдем выражение для радиуса деформированного поршня в элементарном поясе и на произвольном расстоянии от торца. Изменение радиуса в сечении, где в зазоре действует давление p, выражается соотношением:

$$\Delta_2 = -\frac{pb}{E_1}(1-\mu_1) + \frac{p_1 b}{E_1}\mu_1. \tag{3}$$

Обозначив переменное значение радиуса через r, будем иметь $r = b + \Delta_2$

$$\text{или} \quad r = b - \frac{pb}{E_1}(1-\mu_1) + \frac{p_1 b}{E_1}\mu_1. \tag{4}$$

Давление p в зазоре — величина переменная, но при любом законе распределения на уровне торца поршня всегда имеем условие $p=p_1$. Следовательно радиус торца будет равен:

$$r=b-\frac{p_1 b}{E_1}(1-2\mu_1),$$

а его изменение $\Delta b=r-b$, соответственно:

$$\Delta b=-\frac{p_1 b}{E_1}(1-2\mu_1). \tag{5}$$

Первоначальная площадь торца поршня равна πb^2, а ее приращение от изменения радиуса на Δb выразится так:

$$\Delta S_1=2\pi b\Delta b. \tag{6}$$

Подставляя вместо Δb его значение из равенства (5), окончательно получим:

$$\Delta S_1=-2\pi b^2\frac{p_1}{E_1}(1-2\mu_1). \tag{7}$$

Перейдем к определению ΔS_2. Предположим, что на рисунке представлен рассматриваемый поршень после того, как он подвергся действию измеряемого давления p_1 и получим все указанные выше деформации. Вследствие изменения формы поршня, давление в зазоре даст вертикальную составляющую, равную $p\sin\alpha$, и полное усилие, приложенное к поршню от вертикальной компоненты давления, выразится $\int\limits_{F_{бок}} p\sin\alpha dF$.

Отметим, что p и α в общем случае являются функцией длины поршня.

Обозначив длину образующей элементарного участка через dl_1 (см. рисунок), можем записать, что площадь элементарного пояса, воспринимающая давление, равна:

$$dF=2\pi r dl_1. \tag{8}$$

Имея в виду, что $dl_1=\dfrac{dl}{\cos\alpha}$, получим:

$$dF=2\pi r\frac{dl}{\cos\alpha}. \tag{9}$$

Воспользовавшись соотношением (4), будем иметь:

$$dF=2\pi\left[b-\frac{pb}{E_1}(1-\mu_1)+\frac{p_1 b}{E_1}\mu_1\right]\frac{dl}{\cos\alpha}. \tag{10}$$

Сила G_1, которую воспринимает боковая поверхность поршня от вертикальной компоненты давления в зазоре, на основании сказанного выше, выразится так:

$$G_1=\int\limits_0^{l_0}2\pi\left[b-\frac{pb}{E_1}(1-\mu_1)+\frac{p_1 b}{E_1}\mu_1\right]p\,\mathrm{tg}\,\alpha\,dl. \tag{11}$$

При интегрировании необходимо принять во внимание, что $\mathrm{tg}\alpha$ является величиной переменной и, в сущности, определяется характером распределения давления в зазоре. Из рисунка следует, что:

$$\mathrm{tg}\,\alpha=\frac{dr}{dl}.$$

Дифференцируя выражение (4), будем иметь:

$$dr = -\frac{b}{E_1}(1-\mu_1)dp$$

и, следовательно,

$$\operatorname{tg}\alpha = -\frac{b}{E_1}(1-\mu_1)\frac{dp}{dl}. \qquad (12)$$

Подставив полученное значение для $\operatorname{tg}\alpha$ в выражение (11) и заменив пределы интегрирования, для которых при любом характере распределения давления в зазоре всегда имеем условие $p=p_1$ при $l=0$ и $p=0$ при $l=l_0$, получим:

$$G_1 = -\frac{2\pi b(1-\mu_1)}{E_1}\int_{p_1}^{0}\left[b - \frac{pb}{E_1}(1-\mu_1) + \frac{p_1 b}{E_1}\mu_1\right]p\,dp.$$

Интегрирование этого выражения дает:

$$G_1 = \frac{2\pi b^2(1-\mu_1)p_1^2}{E_1}\left[\frac{1}{2} - \frac{(1-\mu_1)p_1}{3E_1} + \frac{p_1\mu_1}{2E_1}\right]. \qquad (13)$$

Члены в квадратных скобках, содержащие $\frac{p_1}{E_1}$, могут быть без ущерба для точности отброшены, как величины малые в сравнении с $1/2$, даже при очень больших давлениях. Тогда

$$G_1 = \frac{\pi b^2 p_1^2}{E_1}(1-\mu_1). \qquad (14)$$

Такова сила, воспринимаемая боковой поверхностью поршня от вертикальной компоненты давления. Разделив G_1 на p_1, получим эквивалентное этой силе увеличение эффективной площади поршня, т. е. искомое ΔS_2:

$$\Delta S_2 = \frac{\pi b^2 p_1}{E_1}(1-\mu_1). \qquad (15)$$

Выражение (15) получено из условия произвольного характера распределения давления в зазоре, так как исходная функция (4), послужившая основанием для замены r и вычисления $tg\,\alpha$, взята в общем виде и справедлива для любого закона распределения. Таким образом, изменение эффективной площади поршня ΔS_2 не зависит от характера распределения давления. Из выражения (15) непосредственно следует, что ΔS_2 равно кольцевой площадке, образованной изменением радиуса поршня на $\frac{p_1 b}{2E_1}(1-\mu_1)$. Величина $\frac{p_1 b}{E_1}(1-\mu_1)$ представляет собой радиальную деформацию поршня от действия давления p_1 в зазоре на уровне торца. Подобная же деформация поршня на выходе его из цилиндра будет равна нулю, так как давление в этом поясе зазора равно нулю. Поэтому величину $\frac{p_1 b}{2E_1}(1-\mu_1)$ можно рассматривать как некоторое среднее значение радиальной деформации поршня или как радиальную деформацию от среднего давления в зазоре $\frac{p_1}{2}$. При этом следует иметь в виду, что значение среднего давления может находиться в различных точках по длине зазора, в зависимости от характера распределения давления в данной поршневой системе.

Равным образом, выражение для усилия G_1 из равенства (14) допустимо интерпретировать как проекцию наклонной боковой поверхности поршня на горизонтальную плоскость, умноженную на среднее давление в зазоре, причем, как и прежде, деформации, вызывающие наклон боковой поверхности, определяются только давлением в зазоре.

Перейдем к определению изменения эффективной площади поршня ΔS_3, которое возникает от изменения сил трения в деформированном зазоре. Сила трения в этом случае выражается так:

$$T_{\theta}' = \int\limits_{0}^{l_0} -\pi b h(p) \frac{dp}{dl} dl, \tag{16}$$

а $h(p)$ для простого поршня соответственно:

$$h(p) = h + kp - k_1 p_1. \tag{17}$$

Отсюда

$$T_{\theta}' = -\pi b \int\limits_{p_1}^{0} (h + kp - k_1 p_1) dp \tag{18}$$

Интегрирование приводит к следующему выражению для силы трения в деформированном зазоре:

$$T_{\theta}' = \pi b p_1 \left[h + p_1 \left(\frac{k}{2} - k_1 \right) \right]. \tag{19}$$

Приращение силы трения, вызванное деформациями поршневой системы, найдем как разность $\Delta T = T_{\theta}' - T_{\theta}$, где $T_{\theta} = \pi b h p_1$ соответствует трению для начального зазора.

Вставляя соответствующие значения, найдем:

$$\Delta T = \pi b p_1^2 \left(\frac{k}{2} - k_1 \right). \tag{20}$$

Разделив ΔT на давление под поршнем p_1, получим эквивалентное этой силе изменение эффективной площади, т. е. искомое ΔS_3:

$$\Delta S_3 = \pi b p_1 \left(\frac{k}{2} - k_1 \right). \tag{21}$$

При выводе соотношения для ΔS_3 не устанавливалось условий, ограничивавших характер распределения давления в зазоре, и потому полученный результат следует рассматривать действительным для произвольного закона распределения. Как видно, величина ΔS_3 зависит от измеряемого давления и коэффициентов деформации, которые определяются размерами поршня и цилиндра и механическими константами примененных материалов. Для рассматриваемой поршневой системы величины k и k_1 выражаются так:

$$k = \frac{a}{E} \left[\frac{R^2 + a^2}{R^2 - a^2} + \mu \right] + \frac{b}{E_1} (1 - \mu_1), \tag{22}$$

$$k_1 = \frac{b}{E_1} \mu_1. \tag{23}$$

Величина k определяется радиальной деформацией цилиндра и поршня от давления в зазоре, а k_1 — учитывает радиальную деформацию поршня, вызванную осевым сжатием.

Аналогично предыдущему, легко видеть, что выражение для ΔS_3 отражает половину эффекта изменения площади от деформированного зазора, как это и следует из основного понятия эффективной площади. Действительно, от осевого сжатия поршня зазор уменьшается равномерно по всей длине на $-p_1k_1$. Соответственно, изменение эффективной площади его составит $-\frac{1}{2}2\pi bp_1k_1$.

Деформация поршня и цилиндра, вызванная давлением в зазоре p_1 на уровне торца, выразится как p_1k_1. Такие же деформации в верхней части зазора будут равны нулю. Следовательно, некоторое среднее увеличение зазора составит $\frac{p_1k}{2}$, а соответствующее изменение эффективной площади будет равно $\frac{1}{2}2\pi b\frac{p_1k}{2}$. Суммируя подсчитанные изменения эффективной площади, придем к выражению (21) для ΔS_3.

Найдем теперь полное изменение эффективной площади простого поршня ΔS из равенства (2), для чего воспользуемся значениями ΔS_1, ΔS_2 и ΔS_3 из равенств (7), (15) и (21). Имеем:

$$\Delta S=\pi b^2 p_1\left[\frac{3\mu_1-1}{E_1}+\frac{1}{b}\left(\frac{k}{2}-k_1\right)\right]. \tag{24}$$

Для металлов $\mu_1\approx 0{,}3$; поэтому первый член выражения (24), заключенного в квадратные скобки, мал и изменение эффективной площади определяется, главным образом, величиной коэффициентов деформации k и k_1. При малой разности $\frac{k}{2}-k_1$ относительное влияние первого члена на величину ΔS может оказаться существенным.

Манометр с простым поршнем в цилиндре с противодавлением

Решение задачи для такой поршневой системы можно получить, выполнив расчеты аналогично предыдущему. Для упрощения применим более простой способ — произведем в конечных уравнениях замену коэффициентов деформации.

Изменение радиуса простого поршня выражается равенством (3) и не зависит от особенностей примененного цилиндра. Поэтому значения ΔS_1 и ΔS_2, определяемые уравнениями (7) и (15), будут действительны и для рассматриваемого поршня. Что же касается приращения площади ΔS_3, то оно изменится, так как деформации у цилиндра, подвергнутого внешнему давлению, будут иными.

Коэффициенты деформации для взятой поршневой системы выражаются равенствами:

$$k_5=\frac{a}{E}\left[\frac{R^2+a^2}{R^2-a^2}+\mu\right]+\frac{b}{E_1}\left(1-\mu_1\right). \tag{25}$$

$$k_6=\frac{a}{E}\left[\frac{2R^2}{R^2-a^2}-\mu\right]+\frac{b}{E_1}\mu_1. \tag{26}$$

Соответственно для изменения зазора имеем:

$$h(p)=h+k_5p-k_6p_1. \tag{27}$$

Из сопоставления (27) и (17) следует, что коэффициенты k_5 и k_6 для системы, имеющей цилиндр с противодавлением, соответствуют коэффициентам k и k_1 простого поршня в обычном цилиндре. Поэтому значение ΔS_3 для рассматриваемой поршневой системы получим непосредственно из равенства (21), заменив в последнем k на k_5 и k_1 на k_6, имеем:

$$\Delta S_3=\pi bp_1\left(\frac{k_5}{2}-k_6\right).$$

Если материалы поршня и цилиндра удовлетворяют условиям $E_1 \approx 2E$ и $\mu_1 = \mu$, то коэффициент $k_6 > k_5$. Поэтому при замене коэффициентов в этом случае удобнее предыдущее выражение записать так:

$$\Delta S_3 = -\pi b p_1 \left(k_6 - \frac{k_5}{2} \right). \tag{28}$$

Отсюда следует, что приращение ΔS_3 приводит к уменьшению эффективной площади поршня.

Если материалы поршня и цилиндра одинаковы $E = E_1$ и $\mu = \mu_1$, то полагая $a \approx b$, получим $k_6 = k_5$ и тогда уравнение (28) примет вид:

$$\Delta S_3 = -\frac{\pi b p_1 k_6}{2}. \tag{29}$$

Просуммировав выражения (7), (15) и (28) и соответственно (7), (15) и (29), получим общее изменение эффективной площади ΔS для поршня в цилиндре с противодавлением.

При различных материалах поршня и цилиндра будем иметь:

$$\Delta S = \pi b^2 p_1 \left[\frac{3\mu_1 - 1}{E_1} - \frac{1}{b} \left(k_6 - \frac{k_5}{2} \right) \right] \tag{30}$$

и при одинаковых материалах:

$$\Delta S = \pi b^2 p_1 \left[\frac{3\mu_1 - 1}{E_1} - \frac{k_6}{2b} \right]. \tag{31}$$

Манометр с двойным дифференциальным поршнем

Условия работы и деформации верхнего и нижнего дифференциального (двойного) поршня полностью совпадают с условиями работы простого поршня в обычном цилиндре. Поэтому отдельные составляющие полного изменения его площади будут иметь общий вид с ранее найденными. Если через b_1 и b_2 обозначить радиусы верхнего и нижнего поршня, то изменения площади ΔS_1 и ΔS_2, соответственно равенствам (7) и (15), могут быть записаны в следующем виде:

для верхнего поршня

$$\Delta S_1' = -2\pi b_1^2 \frac{p_1}{E_1} (1 - 2\mu_1), \tag{32}$$

$$\Delta S_2' = \pi b_1^2 \frac{p_1}{E_1} (1 - \mu_1), \tag{33}$$

для нижнего поршня

$$\Delta S_1'' = -2\pi b_2^2 \frac{p_1}{E_1} (1 - 2\mu_1), \tag{34}$$

$$\Delta S_2'' = \pi b_2^2 \frac{p_1}{E_1} (1 - \mu_1). \tag{35}$$

Коэффициенты деформации у двойного дифференциального поршня выражаются так:

для верхнего поршня

$$k' = \frac{a_1}{E} \left(\frac{R^2 + a_1^2}{R^2 - a_1^2} + \mu \right) + \frac{b_1}{E_1} (1 - \mu_1), \tag{36}$$

$$k_1' = \frac{b_1}{E_1} \mu_1, \tag{36a}$$

для нижнего поршня

$$k'' = \frac{a_2}{E}\left(\frac{R^2+a_2^2}{R^2-a_2^2}+\mu\right)+\frac{b_2}{E_1}(1-\mu_1), \tag{37}$$

$$k_1'' = \frac{b_2}{E_1}\mu_1 . \tag{38}$$

Соответственно значения зазоров в функции давления для верхнего и нижнего поршня имеют вид:

$$h'(p) = h_1 + k'p - k_1' p_1, \tag{39}$$

$$h''(p) = h_2 + k''p - k_1'' p_1 . \tag{40}$$

Отсюда следует, что для изменения площади ΔS_3 двойного дифференциального поршня достаточно выполнить замену коэффициентов в равенстве (21), для чего имеем $k=k'$, $k_1=k_1'$ — для верхнего поршня и $k=k''$, $k_1=k_1''$ — для нижнего поршня. После указанной замены приращение площади ΔS_3 примет вид:

для верхнего поршня

$$\Delta S_3' = \pi b_1 p_1 \left(\frac{k'}{2} - k_1'\right), \tag{41}$$

для нижнего поршня

$$\Delta S_3'' = \pi b_2 p_1 \left(\frac{k''}{2} - k_1''\right) . \tag{42}$$

Если через $\Delta S'$ и $\Delta S''$ обозначить общие изменения площади верхнего и нижнего поршня, то

$$\Delta S' = \Delta S_1' + \Delta S_2' + \Delta S_3',$$

$$\Delta S'' = \Delta S_1'' + \Delta S_2'' + \Delta S_3'' .$$

Вставляя найденные выше значения, получим:

для верхнего поршня

$$\Delta S' = \pi b_1^2 p_1 \left[\frac{3\mu_1-1}{E_1} + \frac{1}{b_1}\left(\frac{k'}{2} - k_1'\right)\right], \tag{43}$$

для нижнего поршня

$$\Delta S'' = \pi b_2^2 p_1 \left[\frac{3\mu_1-1}{E_1} + \frac{1}{b_2}\left(\frac{k''}{2} - k_1''\right)\right] . \tag{44}$$

Собственно изменение эффективной дифференциальной площади будет равно разности $\Delta S' - \Delta S''$. Обозначив это изменение как и для других поршней через ΔS и подставляя значения из равенств (43) и (44), получим:

$$\Delta S = \pi (b_1^2 - b_2^2) p_1 \left[\frac{3\mu_1-1}{E_1} + \frac{b_1\left(\frac{k'}{2} - k_1'\right) - b_2\left(\frac{k''}{2} - k_1''\right)}{b_1^2 - b_2^2}\right] . \tag{45}$$

Манометр с одинарным дифференциальным поршнем

Деформации у такого поршня несколько отличны от рассмотренного выше и потому непосредственное применение значений ΔS_1, ΔS_2 и ΔS_3 простого поршня с заменой радиусов и коэффициентов деформации не всегда возможно. Решение будем искать аналогично тому, как это было выполнено для простого поршня. Найдем ΔS_1, ΔS_2 и ΔS_3 для верхней части поршня.

Изменение радиуса верхней части выражается равенством:

$$\Delta_4 = -\frac{p\,b_1\,(1-\mu_1)}{E_1}. \tag{46}$$

Значение радиуса поршня в функции давления принимает вид:

$$r = b_1 - \frac{p\,b_1\,(1-\mu_1)}{E_1}. \tag{47}$$

Изменение радиуса торца будет равно

$$\Delta\,b_1 = r - b_1 = -\frac{p_1\,b_1\,(1-\mu_1)}{E_1}$$

и искомое изменение площади торца

$$\Delta\,S_1' = -2\,\pi\,b_1^2\,\frac{p_1}{E_1}(1-\mu_1). \tag{48}$$

Площадь элементарного кольца, воспринимающую давление, найдем из выражения (9), подставив вместо r значение из (47)

$$d\,F = 2\,\pi\left[\,b_1 - \frac{pb_1\,(1-\mu_1)}{E_1}\right]\frac{dl}{\cos\alpha}.$$

Тогда сила, воспринимаемая поверхностью поршня от вертикальной компоненты давления в зазоре, выразится так:

$$G_1' = \int\limits_0^{l_0} 2\,\pi\left[b_1 - \frac{pb_1\,(1-\mu_1)}{E_1}\right]p\operatorname{tg}\alpha\;dl. \tag{49}$$

Значение $\operatorname{tg}\alpha = \frac{dr}{dl}$ получим из (47)

$$\operatorname{tg}\alpha = -\frac{b_1\,(1-\mu_1)}{E_1}\;\frac{dp}{dl}.$$

Вставляя это значение в (49), получим:

$$G_1' = \frac{2\,\pi\,b_1\,(1-\mu_1)}{E_1}\int\limits_0^{p_1}\left[\,b_1 - \frac{p\,b_1\,(1-\mu_1)}{E_1}\,\right]pdp.$$

После интегрирования, отбрасывая малые второго порядка, будем иметь:

$$G_1' = \frac{\pi\,b_1^2\,p_1^2}{E_1}(1-\mu_1).$$

Отсюда

$$\Delta\,S_2' = \pi\,b_1^2\,\frac{p_1}{E_1}(1-\mu_1). \tag{50}$$

При отыскании $\Delta S_3'$ примем во внимание, что для верхней части одинарного дифференциального поршня $h_1(p)$ выражается равенством:

$$h_1\,(p) = h_1 + k_2\,p. \tag{51}$$

где $$k_2 = \frac{a_1}{E}\left[\frac{R^2+a_1^2}{R^2-a_1^2}+\mu\right]+\frac{b_1}{E_1}(1-\mu_1).$$

Равенство (51) отличается от соответствующего выражения (17) для простого поршня коэффициентами деформации, а именно $k=k_2$ и $k_1=0$. Поэтому значение $\Delta S'_3$ получим непосредственно из уравнения (21), путем указанной замены коэффициентов:

$$\Delta S_3 = \pi\, b_1 p_1 \frac{k_2}{2}. \qquad (52)$$

Для нижней части рассматриваемого поршня исходными будут служить следующие данные:
изменение радиуса поршня

$$\Delta_6 = -\frac{p\, b_2}{E_1}(1-\mu_1)-\frac{p_1\,(b_1^2-b_2^2)}{b_2\, E_1}\mu_1, \qquad (53)$$

величина зазора в функции давления:

$$h_2(p) = h_2 + k_3\, p + k_4\, p_1, \qquad (54)$$

где $$k_3 = \frac{a_2}{E}\left[\frac{R^2+a_2^2}{R^2-a_2^2}+\mu\right]+\frac{b_2}{E_1}(1-\mu_1) \quad \text{и} \quad k_4 = \frac{b_1^2-b_2^2}{b_2\, E_1}\mu_1.$$

Произведя вычисления аналогично предыдущему, будем иметь для нижней части поршня:

$$\Delta S''_1 = 2\pi b_2^2 \frac{p_1}{E_1}(2\mu_1-1) - 2\pi b_1^2 \frac{p_1}{E_1}\mu_1, \qquad (55)$$

$$\Delta S''_2 = \frac{\pi b_2^2\, p_1\,(1-\mu_1)}{E_1}. \qquad (56)$$

Значение $\Delta S''_3$ найдем из (21), применив замену $k=k_3$ и $-k_1=k_4$. Тогда

$$\Delta S''_3 = \pi b_2^2\, p_1\left(\frac{k_3}{2}+k_4\right). \qquad (57)$$

Общее изменение площади верхней части поршня найдем в виде

$$\Delta S' = \Delta S'_1 + \Delta S'_2 + \Delta S'_3. \qquad (58)$$

Суммируя значения из уравнений (48), (50) и (52), получим:

$$\Delta S' = \pi b_1^2\, p_1\left[\frac{\mu_1-1}{E_1}+\frac{k_2}{2\, b_1}\right]. \qquad (59)$$

Соответственно для нижней части изменение площади $\Delta S''$ будет равно сумме

$$\Delta S'' = \Delta S''_1 + \Delta S''_2 + \Delta S''_3, \qquad (60)$$

которую получим из равенства (55), (56) и (57). Имеем:

$$\Delta S'' = \pi b_2^2\, p_1\left[\frac{3\mu_1-1}{E_1}-\frac{2\, b_1^2\,\mu_1}{b_2^2\, E_1}+\frac{1}{b_2}\left(\frac{k_3}{2}+k_4\right)\right]. \qquad (61)$$

Общее изменение дифференциальной площади поршня будет равно:

$$\Delta S = \Delta S' - \Delta S''. \qquad (62)$$

Подставляя данные из уравнений (59) и (61), получим:

$$\Delta S = \pi(b_1^2-b_2^2)\, p_1\left[\frac{3\mu_1-1}{E_1}+\frac{b_1\frac{k_2}{2}-b_2\left(\frac{k_3}{2}+k_4\right)}{b_1^2-b_2^2}\right]. \qquad (63)$$

Обращаясь к выражениям, определяющим изменение эффективной площади от давления всех рассмотренных поршневых систем манометров, можно отметить одну общую особенность, заключающуюся в том, что во всех случаях ΔS пропорционально начальному значению площади, величине измеряемого давления и некоторому коэффициенту, характерному для взятой поршневой системы. Этот коэффициент выражается через размеры поршня, цилиндра и константы упругости примененных материалов. Вводя для этого коэффициента обозначение λ, можем в общем виде представить изменение площади поршня от давления так:

$$\Delta S = p_1 S_{эф} \lambda, \tag{64}$$

где $S_{эф}$ — приравнена к геометрической площади сечения поршня.

Из выражения (64) непосредственно вытекает, что размерность коэффициента λ обратна размерности давления и что величина λ характеризует относительное изменение площади на единицу давления. Соответствующие значения коэффициента λ для каждого вида поршня, на основании приведенных выше выражений ΔS, будут следующими:

для простого поршня в обычном цилиндре

$$\lambda = \frac{3\mu_1 - 1}{E_1} + \frac{1}{b}\left(\frac{k}{2} - k_1\right), \tag{65}$$

для простого поршня в цилиндре с противодавлением

а) материал поршня и цилиндра различен

$$\lambda = \frac{3\mu_1 - 1}{E_1} - \frac{1}{b}\left(k_0 - \frac{k_2}{2}\right), \tag{66}$$

б) материал поршня и цилиндра одинаков

$$\lambda = \frac{3\mu_1 - 1}{E_1} - \frac{k_0}{2b}, \tag{67}$$

для двойного дифференциального поршня

$$\lambda = \frac{3\mu_1 - 1}{E_1} + \frac{b_1\left(\frac{k'}{2} - k_1'\right) - b_2\left(\frac{k''}{2} - k_1''\right)}{b_1^2 - b_2^2}, \tag{68}$$

для одинарного дифференциального поршня

$$\lambda = \frac{3\mu_1 - 1}{E_1} + \frac{b_1 \frac{k_2}{2} - b_2\left(\frac{k_3}{2} + k_4\right)}{b_1^2 - b_2^2}. \tag{69}$$

Экспериментальные данные по непосредственному определению ΔS в зависимости от давления для нескольких манометров содержатся в работах Р. С. Дадсона [4], [5]. Были проведены исследования манометров, имеющих простые и дифференциальные поршни с различными номинальными значениями эффективных площадей. Наибольшие предельные давления в опытах для различных приборов лежали в пределах 250—3000 *кгс/см²*. Результатам экспериментов были предпосланы краткие теоретические соображения о методе определения эффективной площади поршня в зависимости от давления из сравнения двух приборов. При этом была введена неизвестная функция давления $f(p)$ в общем виде и использован метод подобия. В работах не приводятся подробности методики поставленных опытов, размеров поршневых систем и механических констант материалов. Экспериментальные данные представлены в виде графиков.

Во всех случаях изменение эффективной площади поршня в зависимости от давления, оказалось линейной функцией последнего, т. е. полностью соответствует уравнению (64). По порядку найденных в опыте величин обнаруживается совпадение с требованиями вычисленных нами значений. К сожалению, полной количественной оценки сделать нельзя из-за отсутствия в работах всех необходимых сведений.

Возвратимся к вопросу о поправках поршневых манометров. Вставляя в уравнение (1) значение ΔS в общем виде из равенства (64), получим:

$$\Delta p_1 = -\lambda p_1^2. \tag{70}$$

Отсюда следует, что поправка к манометру является квадратичной функцией измеряемого им давления. Для каждого конкретного прибора значение λ в уравнении (70) должно быть взято из равенств (65) — (69). Анализ этих выражений показывает, что величина λ отрицательна, если в манометре применен цилиндр с противодавлением. В остальных случаях λ имеет положительное значение и, следовательно, поправка Δp окажется отрицательной (площадь поршня увеличивается и показание манометра должно быть уменьшено). У прибора, снабженного цилиндром с противодавлением, поправка будет положительна и показание манометра необходимо увеличить.

Расчет поправок к различным типам поршневых манометров дан Эбертом в работе [6]. Окончательные поправочные формулы, полученные в этой работе, повторены в его же статье [7]. Не приводя каких-либо обоснований к принятому методу расчета поправок, Эберт вычисляет деформацию поршня и цилиндра, подвергнутых действию постоянного давления (равного измеряемому), со стороны зазора, и кроме того, учитывает деформацию поршня от приложенной к нему осевой нагрузки. Суммируя эти деформации и полагая, что на эффективную площадь поршня влияет половина изменения зазора, Эберт приходит к выражению для поправки манометра.

В сущности Эберт повторил метод, примененный ранее Хольборном [8]. В этом методе произвольно и в явном противоречии с действительностью давление в зазоре по его длине считается постоянным. Отсюда вытекает ошибочное представление о деформациях. Как было показано выше, переменное давление в зазоре вызовет неравномерную деформацию поршня и цилиндра. Это повлечет за собой уменьшение торца поршня, появление наклона боковой поверхности, которая воспримет на себя давление в зазоре, и изменение сил трения. Последние в неравномерно деформированном зазоре будут, естественно, иными, чем в зазоре, образованном при воздействии на поршень и цилиндр равномерного давления.

Этими общими соображениями о поправке Эберта мы ограничимся. Полученные нами поправочные формулы основаны на реальных условиях работы неуплотненного поршня, в теоретическом отношении более обоснованы и подтверждаются опытом.

Экспериментальная проверка поправочных формул была выполнена в 1951 г. аспирантом лаборатории В. Н. Самойловым на большом числе манометров с различными видами поршневых систем и с существенно различающимися параметрами*. Краткое содержание этой работы изложено в его статье, помещенной в сборнике, а окончательные результаты с согласия автора работы были опубликованы ранее [3].

---

* Результатам экспериментального определения деформационных погрешностей манометров при давлениях до 7000 *кгс/см*^{2} посвящена статья М. К. Жоховского в журн. Измерительная техника, № 7, 1959.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жоховский М. К. Труды Моск. Госуд. института мер и измерительных приборов, вып 1. Механические измерения, 1950.

2. Жоховский М. К. Теория манометров с неуплотненным поршнем, диссертация, 1952—1953.

3. Жоховский М. К. Техника измерения давления и разрежения, Машгиз, 1952.

4. Dadson R. S. Nature, 176. стр. 188—189, July 30, 1955.

5. Dadson R. S. Conference on Thermodynamic and Transport Properties of Fluids, Instit. of Mech. Engin., 1957.

6. Ebert H. Zeitschr. für angew. Physik, I Band, 7 Heft, 1949.

7. Ebert H. ATM, № 182, März 1951.

8. Holborn L. Ann. Physik, (ser 4), 54, 503, 1917.

В. Н. Самойлов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ПОРШНЕВЫХ МАНОМЕТРОВ, ВЫЗЫВАЕМЫХ ДЕФОРМАЦИЯМИ

Теоретические исследования вопроса о зависимости эффективной площади неуплотненного поршня от давления (см. предыдущую статью) привели к заключению, что для различных поршневых систем эта зависимость может быть выражена общим соотношением

$$S = S_0 (1 + \lambda p), \tag{1}$$

где

S — эффективная площадь поршня при давлении p,

S_0 — начальная эффективная площадь поршня при $p = 0$ (практически при малом давлении),

λ — коэффициент изменения площади, показывающий, на какую часть первоначального значения изменяется эффективная площадь при изменении давления на 1 *кгс/см*^{2}.

Коэффициент λ для различных поршневых систем можно выразить следующим образом:

простой поршень в цилиндре без противодавления

$$\lambda = \frac{1}{2E_1}\left[3\mu_1 - 1 + \frac{E_1}{E}\left(\frac{R^2 + b^2}{R^2 - b^2} + \mu\right)\right]; \tag{2}$$

одинарный дифференциальный поршень

$$\lambda = \frac{1}{2E_1}\left[3\mu_1 - 1 + \frac{E_1}{E}\,\frac{b_1^2\left(\frac{R_1^2 + b_1^2}{R_1^2 - b_1^2} + \mu\right) - b_2^2\left(\frac{R_2^2 + b_2^2}{R_2^2 - b_2^2} + \mu\right)}{b_1^2 - b_2^2}\right]; \tag{3}$$

простой поршень в цилиндре с противодавлением

$$\lambda = \frac{1}{2E_1}\left[3\mu_1 - 1 + \frac{E_1}{E}\left(\frac{b^2 - 3R^2}{R^2 - b^2} + 3\mu\right)\right]. \tag{4}$$

Здесь E, E_1, μ и μ_1 — модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов цилиндра и поршня, R и b — внешний радиус цилиндра и радиус поршня.

Индексы 1 и 2 в формуле (3) относятся соответственно к верхней и нижней части поршня.

Для непосредственной экспериментальной проверки соотношений (1) — (4) следовало бы сравнивать показания испытуемых приборов с показаниями «идеального» прибора, поршневая система которого не деформировалась бы под действием высоких давлений. Так как таких приборов не существует, то для проверки применялось сравнение между собой показаний двух испытуемых приборов способом уравновешивания, который описан ниже. Показания каждого из сравниваемых приборов подсчитывались по формуле $p_0 = \frac{Q}{S_0}$, т. е. без учета изменения эффективной площади, а поэтому эти показания содержали погрешности, вызываемые деформациями. Начальная эффективная площадь поршня каждого прибора определялась путем многократных гидростатических уравновешиваний с образцовым прибором обычно при малых давлениях (до 16 *кгс/см²*), когда влияние деформаций ничтожно мало. Если бы при расчетах p_0 мы пользовались совершенно точными значениями Q и S_0, то разность показаний в каждом случае должна была бы равняться разности погрешностей, вызываемых деформациями. Тогда вывод формулы, подлежащей экспериментальной проверке, представлялся бы так:

$$p_0 = \frac{Q}{S_0} = \frac{pS_0(1+\lambda p)}{S_0} = p + \lambda p^2, \tag{5}$$

где λp^2 — погрешность, вызываемая деформациями. Написав для каждого прибора уравнение вида (5) и взяв их разность, имеем:

$$\Delta p = \Delta\lambda p^2 \approx \Delta\lambda p_0^2, \tag{6}$$

причем p_0 — показание любого из двух приборов.

Следовательно, зависимость разности показаний от давления графически должна была бы выражаться параболой с вертикальной осью и с вершиной в начале координат.

На самом деле показания p_0 содержат не только погрешности, вызываемые деформациями, но также и ошибки, допущенные при определении Q и S_0. Поэтому для каждого показания можно написать равенство вида:

$$\delta p_0 = \frac{S_0\delta Q - Q\delta S_0}{S_0^2} = \frac{\delta Q}{S_0} - \frac{\delta S_0}{S_0}p_0. \tag{7}$$

Погрешность $\frac{\delta S_0^2}{S_0}p_0$, обусловленная неточностью определения начальной эффективной площади, пропорциональна давлению, а коэффициент $\frac{\delta S_0}{S_0}$ выражает относительную погрешность определения S_0.

Погрешность $\frac{\delta Q}{S_0}$ обусловлена неточностью определения сил, действующих на поршень. Сюда входят, например, погрешности веса грузов, веса поршня и частей, связанных с ним, погрешности, допущенные при уравновешивании приборов и др. Суммарное значение этих погрешностей при тщательных измерениях и уравновешиваниях мало по сравнению с погрешностью вида $\frac{\delta S_0}{S_0}p_0$ и погрешностями, вызываемыми деформациями. Роль их в общей сумме погрешностей уменьшается с возрастанием давления.

Учитывая наличие погрешностей вида (7), равенство (5) необходимо заменить равенством

$$p_0 = p + \lambda p^2 - \frac{\delta S_0}{S_0}p_0 + \frac{\delta Q}{S_0} \tag{8}$$

и тогда разность показаний вместо формулы (6) примет вид:

$$\Delta p_0 \approx \Delta\lambda p_0^2 + Ap_0 + B. \tag{9}$$

Таким образом, зависимость разности показаний от давления аналитически должна выражаться трехчленом второй степени, а графически — параболой с вертикальной осью и вершиной, вообще говоря, лежащей не в начале координат.

В уравнении (9) практически можно p_0 считать равным показанию любого из двух сравниваемых приборов или округленному значению давления p. Поэтому (9) можно писать и так:

$$\Delta p = \Delta\lambda p^2 + Ap + B.$$

Принимая во внимание происхождение каждого члена правой части равенства (9), легко оценить, какова величина ожидаемых на практике коэффициентов $\Delta\lambda$, A и B.

Коэффициент $\Delta\lambda$ должен равняться разности коэффициентов изменения площади. Из формул (2) — (4) следует, что λ обычно имеет значения порядка $10^{-7} \frac{см^2}{кгс}$. Для манометра с простым поршнем, работающим в цилиндре без противодавления, этот коэффициент положителен. У манометра с одинарным дифференциальным поршнем он обычно также положителен и имеет тот же порядок. Однако нами показано [1], что можно так подобрать радиусы верхней и нижней части цилиндра и поршня, при которых коэффициент λ станет равным нулю (т. е. эффективная площадь не будет зависеть от давления). Для манометра, имеющего цилиндр с противодавлением, коэффициент изменения площади отрицателен.

Коэффициент A должен быть порядка 10^{-4}, так как начальные эффективные площади определялись с ошибками порядка сотых долей процента. При самых неудачных сочетаниях погрешностей значение A могло достигать порядка 10^{-3}.

О свободном члене B можно только сказать, что при применении уравнения (9) к ряду результатов измерений, т. е. при выражении зависимости разности показаний от давления эмпирической формулы вида (9), этот член характеризует некоторое усредненное значение разности погрешностей вида $\frac{\delta Q}{S_0}$. Поэтому член B имеет определенное значение лишь для данной группы измерений и не является характеристикой приборов. При исправной работе приборов и тщательных измерениях этот член должен приблизительно равняться величине погрешностей, допускаемых при уравновешиваниях, т. е. порядка тысячных (в крайнем случае сотых) долей процента от максимального давления.

Говоря об эмпирических формулах вида (9), уместно предостеречь от ошибочных заключений, что при давлении, равном или близком к нулю, разность показаний равна свободному члену. Надо иметь в виду, что этот член отражает средний результат наложения ошибок вида $\frac{\delta Q}{S_0}$ во всем диапазоне давлений. Поэтому эмпирические формулы, полученные по опытным данным для широкого диапазона давлений, рискованно применять для определения разности показаний при малых давлениях (например, ниже 300 $кгс/см^2$), при которых линейный и квадратичный члены близки к нулю, а основную роль играет свободный член. Это ограничение не составляет затруднений при решении задачи о погрешностях, вызываемых деформациями, так как при давлении ниже 300—400 $кгс/см^2$, эти погрешности так малы, что вряд ли целесообразно ставить вопрос о введении поправок.

Все сказанное о происхождении и значениях каждого члена равенства (9) приводит к некоторой классификации ошибок, допускаемых при выполнении эксперимента. Деление ошибок на три группы по характеру их зависимости от давления не является вполне исчерпывающим, но практически оно часто помогало выяснить происхождение ошибок при выполнении ряда измерений в широком диапазоне давления.

Непосредственной экспериментальной проверке подвергалась формула (9), которая является следствием основных формул (1)—(4), нуждавшихся в экспериментальном подтверждении. Полученная из опыта зависимость разности показаний от давления для каждой пары испытуемых приборов изображалась графически и, кроме того, выражалась эмпирической формулой (9). Отклонения в значениях Δp, вычисленных по эмпирической формуле и полученных из опыта, считались приемлемыми, если они не превосходили порядка тысячных (в редких случаях 1—2 сотых) долей процента от давления, т. е. имели порядок ошибок уравновешивания.

Каждая эмпирическая формула обычно составлялась по средним результатам нескольких групп измерений, проведенных во всем диапазоне давления, для которого предназначены данные приборы. Значения давления, как правило, брались с интервалами от 100 до 300 *кгс/см²*. В некоторых случаях, когда были интересны промежуточные значения Δp, эти интервалы сокращались до 30 *кгс/см²* и даже до 10 *кгс/см²*. В немногих случаях, когда в отдельных группах опытов измерения делались не при одинаковых давлениях, для подбора эмпирических формул брались промежуточные значения Δp, подсчитанные интерполированием для промежуточных значений p.

Иногда измерения проводились сначала при возрастании давления, а затем при убывании и при этом никаких расхождений обнаружено не было.

Для самоконтроля проводились отдельные опыты с тремя приборами, присоединенными к одному прессу, и уравновешивание осуществлялось попарно. Очевидно, в этом случае должно (приблизительно) иметь место соотношение:

$$\Delta p_{1,2}+\Delta p_{2,3}+\Delta p_{3,1}=0.$$

По выполнению этого условия можно судить о правильности эксперимента и точности исходных данных.

Говоря о тщательном уравновешивании, надо прежде всего уточнить, что мы подразумеваем под понятием «равновесие двух поршней». Исходя из основной пропорции $\frac{Q_1}{S_1}=\frac{Q_2}{S_2}$, следует считать приборы уравновешенными, если под поршнями на одном горизонтальном уровне действуют одинаковые давления. При таком равновесии поршни должны опускаться с собственными скоростями, вследствие утечки жидкости через зазоры, а жидкость в прессе и соединительных трубках должна оставаться неподвижной. Собственной скоростью названа скорость, с которой поршень опускается при подключении к прессу одного прибора и при отсутствии в прессе посторонних утечек. Поэтому при выполнении данной работы перед каждым уравновешиванием определялись собственные скорости опускания поршней при том давлении, при котором должно было производиться уравновешивание. Скорость каждого поршня определялась как при отключенном, так и при включенном в систему пресса манометре. Такое двойное определение собственной скорости делалось для самоконтроля и для проверки исправности пресса. При определении собственных скоростей равномерные движения поршней устанавливались очень быстро, после изменения нагрузки. В процессе же уравновешивания равномерные движения поршней устанавливались не сразу после изменения нагрузки и в некоторых случаях поршни совершали колебательные движения, что может быть обосновано теоретически.

Отсчеты перемещений поршней проводились по линейкам, укрепленным около приборов. Для того, чтобы можно было следить одновременно за движениями обоих поршней, и для большей точности измерений наблюдения осуществлялись с помощью зрительных труб.

После определения собственных скоростей открывался вентиль, разобщающий приборы, и начиналось уравновешивание. Сначала приборы уравновешивались грубо (на глаз), без измерения скоростей. Этим достигалось первое приближение к равновесию. Для более точного уравновешивания определялись скорости движения поршней, которые, как правило, не совпадали с собственными скоростями. Потом приборы точнее уравновешивались мелкими разновесками и после каждого изменения нагрузки также определялись скорости, для чего измерялись перемешения поршней за каждые 30 сек. или за каждую минуту в течение нескольких минут после начала опыта. Равновесие считалось достигнутым, если при нескольких измерениях в течение (приблизительно) первой минуты устанавливались равномерные движения с собственными скоростями, которые оставались постоянными в течение двух-трех минут. Описанным способом удавалось определять требуемые для равновесия нагрузки с точностью до тысячных долей процента; в отдельных случаях, при плохой чувствительности системы, с точностью до 1—2 сотых процента.

Для проведения опытов были взяты семь ранее изготовленных манометров: манометры конструкции М. К. Жоховского с гидравлическим мультипликатором (с двумя видами поршневых систем), манометр конструкции П. В. Индрика с простым поршнем и манометр с одинарным дифференциальным поршнем. Эти приборы подробно описаны в литературе [2], поэтому дадим краткую характеристику применительно к заданным целям каждого манометра и присвоим им порядковые номера:

№ 1 — манометр конструкции М. К. Жоховского, стальной поршень, латунный цилиндр без противодавления,

$$\lambda = 8{,}4 \cdot 10^{-7} \frac{см^2}{кгс},\ E = 0{,}8 \cdot 10^6 \frac{кгс}{см^2},\ S_0 \approx 0{,}2\ см^2;$$

№ 2 — манометр предыдущего типа, с вновь изготовленной поршневой системой для замены прибора № 1, у которого цилиндр, вследствие случайной перегрузки до 2500 *кгс/см²*, получил остаточные деформации. Цилиндр этого прибора был сделан из латуни с модулем Юнга

$$E = 1{,}1 \cdot 10^6 \frac{кгс}{см^2},\ \lambda = 6{,}6 \cdot 10^{-7} \frac{см^2}{кгс},\ S_0 \approx 0{,}2\ см^2;$$

№ 3 — манометр конструкции М. К. Жоховского, стальной поршень, латунный цилиндр с противодавлением,

$$\lambda = -9 \cdot 10^{-7} \frac{см^2}{кгс},\ S_0 \approx 0{,}2\ см^2;$$

№ 4 — манометр конструкции М. К. Жоховского, стальной поршень, стальной цилиндр с противодавлением,

$$\lambda = -6{,}1 \cdot 10^{-7} \frac{см^2}{кгс},\ S_0 \approx 0{,}2\ см^2;$$

№ 5 — манометр конструкции П. В. Индрик, стальной цилиндр без противодавления, стальной поршень,

$$\lambda = 3 \cdot 10^{-7} \frac{см^2}{кгс},\ S_0 \approx 0{,}05\ см^2;$$

№ 6 — манометр с одинарным дифференциальным поршнем, цилиндр и поршень стальные,

$$\lambda = 2{,}9 \cdot 10^{-7} \frac{см^2}{кгс},\ S_0 \approx 0{,}5\ см^2;$$

№ 7 — манометр предыдущего типа, цилиндр и поршень стальные,

$$\lambda = 1{,}8 \cdot 10^{-7} \frac{см^2}{кгс},\ S_0 \approx 0{,}2\ см^2.$$

При вычислении λ для всех приборов, кроме № 1 и № 2, значение E и μ брались из справочных таблиц. У вновь изготовленных поршневых систем манометра № 1 и № 2 E и μ определялись, однако трудно ручаться за высокую точность выполненных измерений.

Из взятых приборов для их взаимного сравнения были осуществлены 12 различных парных комбинаций и процесс уравновешивания осуществлялся при работе приборов на касторовом масле. Для выяснения влияния вязкости некоторые комбинации приборов были, кроме того, сравнены на вазелиновом и грозненском маслах (см. опыты 13, 14 и 15 в табл. 1).

О согласованности теории с поставленными экспериментами следует судить по совпадению коэффициента $\Delta\lambda$ эмпирического уравнения (9) с его значениями $\Delta\lambda = \lambda_1 - \lambda_2$, вычисленными по формулам (2) — (4) для каждой пары сравниваемых приборов. Хорошее совпадение $\Delta\lambda$ требует соблюдения условий, при которых расхождение между значениями Δp из уравнения (9) и опыта, а также величины коэффициентов A и B не выходили за пределы возможных экспериментальных ошибок, природа и величина которых были рассмотрены ранее.

Наиболее важные результаты проведенных опытов представлены в табл. 1. Здесь приведены примененные комбинации приборов, коэффициенты λ, а также теоретические и экспериментальные значения $\Delta\lambda$ и расхождения между ними. До обсуждения данных этой таблицы отметим, что во всех случаях отклонения в Δp, вычисленных и экспериментальных, не превосходили тысячных долей процента, т. е. полностью соответствовали возможным ошибкам опыта. В пределах ошибок эксперимента находились и значения коэффициента B. Величины коэффициента A, как правило, лежали в пределах от 0 до $6 \cdot 10^{-4}$. В отдельных случаях они имели большие значения, но при этом специальными опытами было подтверждено, что эти значения явились результатом недостаточно точных определений начальной эффективной площади поршня. Более подробно эти вопросы, а также другие детали экспериментов будут рассмотрены позже.

Из табл. 1 следует, что отклонения экспериментальных значений $\Delta\lambda$ от теоретических различны по величине и знаку. В одиннадцати слу-

Таблица 1

№№ опытов	№№ сравниваемых приборов	Максимальное давление опыта $кгс/см^2$	Теоретические значения $\lambda \cdot 10^7$, $см^2/кгс$	Значения $\Delta\lambda \cdot 10^7$, $см^2/кгс$: Теоретические	Значения $\Delta\lambda \cdot 10^7$, $см^2/кгс$: Экспериментальные	Разность экспериментальных и теоретических значений $\Delta\lambda$ %
1	1 и 5	2000	8,4 и 3,0	5,4	5,6	+4
2	1 и 6	1000	8,4 и 2,9	5,5	5,0	−9
3	2 и 5	1200	6,6 и 3,0	3,6	3,2	−11
4	2 и 6	1000	6,6 и 2,9	3,7	3,2	−14
5	2 и 7	1200	6,6 и 1,8	4,8	5,6	+17
6	3 и 5	900	−9,0 и 3,0	12	11	−8
7	3 и 6	800	−9,0 и 2,9	11,9	8,0	−24
8	3 и 7	900	−9,0 и 1,8	10,8	9,0	−17
9	4 и 5	2100	−6,1 и 3,0	9,1	9,8	+8
10	4 и 7	2100	−6,1 и 1,8	7,9	8,6	+9
11	5 и 6	1000	3,0 и 2,9	0,1	0	0
12	5 и 7	2500	3,0 и 1,8	1,2	1,2	0
13	2 и 5	400	на вазелиновом масле (см. табл. 4)			
14	4 и 5	2100	на грозненском масле (см. табл. 5)			
15	4 и 7	2100	на грозненском масле (см. табл. 6)			

чаях из двенадцати отклонения не превышают 17%, причем в семи из тех же случаев они не превосходят 10%. Если в опытах 3, 4 и 5 отклонения относить не к разности, а к сумме значений (поскольку вычисленные значения λ могли иметь погрешности вследствие взятых табличных значений E противоположных знаков), то и в этих опытах отклонения составят 4, 5 и 10%.

Результаты опытов 6, 7 и 8 нельзя считать достаточно надежными, так как в приборе № 3 при давлениях 700 *кгс/см²* и выше наблюдалось «закусывание» поршня, вызванное, по-видимому, малой величиной зазора. Это приводило к резкому понижению чувствительности системы. За пределами 800—900 *кгс/см²* уже не было возможности проводить измерения. Поэтому опыты 6 и 8 с трудом удалось выполнить лишь в пределах 900 *кгс/см²*, а опыты 7 — в пределах до 800 *кгс/см²*. Параболический характер зависимости Δp от p во всех случаях выразился ясно, но диапазоны давлений были очень малы, а потому полученные значения $\Delta\lambda$ могут содержать очень большие погрешности.

В качестве примеров, дополнительно иллюстрирующих эксперименты, приведена табл. 2 и график (рис. 1), относящиеся к результатам опыта 1, в котором расхождения между теоретическим и экспериментальным значениями $\Delta\lambda$ оказались небольшими, а также табл. 3 результатов опыта 7 и график результатов опыта 8 (рис. 2), где расхождения получились максимальными.

Таблица 2

Опыт 1

Давление *кгс/см²*	Разность показаний Δp, *кгс/см²*		Отклонение Δp	
	из опыта	по формуле (9)	*кгс/см²*	% от измеряемого давления
200	0,18	0,17	0,01	0,005
300	0,23	0,23	0,00	0,000
400	0,31	0,29	0,02	0,005
600	0,41	0,46	0,05	0,012
700	0,59	0,56	0,03	0,004
800	0,64	0,67	0,03	0,004
900	0,81	0,79	0,02	0,002
1000	0,89	0,93	0,04	0,004
1200	1,31	1,23	0,08	0,007
1300	1,29	1,39	0,10	0,008
1400	1,47	1,57	0,10	0,007
1500	1,65	1,76	0,11	0,007
1600	1,88	1,96	0,08	0,005
1700	2,13	2,17	0,04	0,002
1800	2,28	2,40	0,12	0,007
1900	2,64	2,63	0,01	0,001
2000	2,90	2,87	0,03	0,002

На рис. 3 приведен также график, изображающий результаты опыта 3. Такое расположение параболы не является исключением, оно обычно имеет место при $A < 0$. В данном случае причина резкого смещения кривой заключается в том, что эффективная площадь поршня манометра № 2 была взята с большим преувеличением. Это следует из сравнения с результатами других опытов. Из графика видно, что несмотря на большие погрешности значения S_0, начиная с $p = 830$ *кгс/см²*, погрешности, вызываемые деформациями, оказывают преобладающее влияние на ход кри-

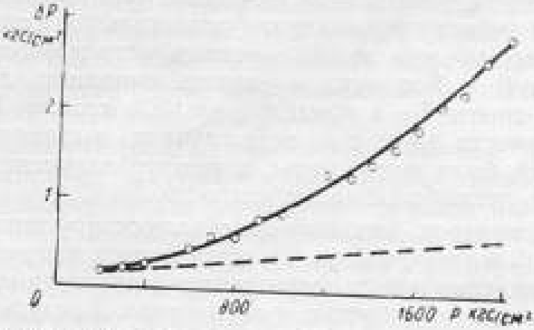


Рис. 1. Кривая зависимости разности показаний манометров № 1 и № 5 от давления (опыт 1).

Сплошная линия отражает эмпирическое уравнение $\Delta p=5{,}6\cdot 10^{-7}\,p^2+2{,}7\cdot 10^{-4}$; пунктирная соответствует уравнению $\Delta p = 2{,}7\cdot 10^{-4}\,p + 0{,}10$; кружками нанесены экспериментальные точки

вой, а при $p = 1620$ *кгс/см²* полностью должны компенсировать все другие погрешности.

Отметим также, что в опытах 12 (приборы № 5 и № 7) система обладала недостаточной чувствительностью, вследствие чего получался большой разброс значений разности показаний. Поэтому эмпирическая формула не подбиралась по данным опытов, а была получена из формул, выражающих результаты опытов 9 и 10, в которых показания каждого из манометров № 5 и № 7 сравнивались с показаниями манометра № 4. По данным опытов подбирался только свободный член. Несмотря на это, формула достаточно удовлетворительно выражает зависимость средних значений Δp от давления. Из девяти точек лишь в одной расхождение между экспериментальными значениями и значениями, полученными по эмпирической формуле, превосходили 0,01% измеряемого давления.

Формула для рассматриваемого опыта имеет вид:

$$\Delta p=1{,}2\cdot 10^{-7}\,p^2-9{,}7\cdot 10^{-4}\,p+0{,}38.$$

Опыт 7

Таблица 3

Давление *кгс/см²*	Разность показаний Δp, *кгс/см²*		Отклонение Δp	
	из опыта	по формуле (9)	*кгс/см²*	% от измеряемого давления
300	0,08	0,06	0,02	0,007
500	0,18	0,18	0,00	0,000
700	0,34	0,36	0,02	0,003
800	0,46	0,47	0,01	0,001

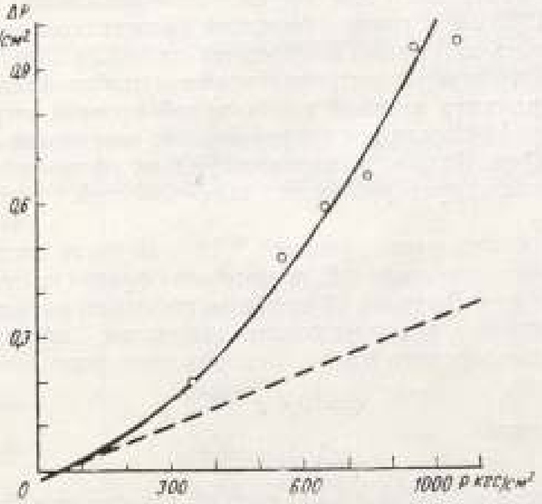


Рис. 2. Кривая зависимости разности показаний манометров № 3 и № 7 от давления (опыт 8).
Сплошная линия отражает эмпирическое уравнение $\Delta p = 9 \cdot 10^{-7}\ p^2 + 4 \cdot 10^{-4}p - 0{,}02$; пунктирная соответствует уравнению $\Delta p = 4 \cdot 10^{-4}p - 0{,}02$; кружками нанесены экспериментальные точки

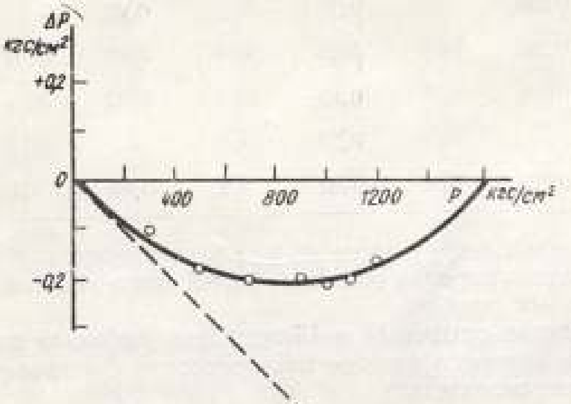


Рис. 3. Кривая зависимости разности показаний манометров № 2 и № 5 от давления (опыт 3).
Сплошная линия отражает эмпирическое уравнение $\Delta p = 3{,}2 \cdot 10^{-7}\ p^2 - 5{,}3 \cdot 10^{-4}\ p + 0{,}01$; пунктирная соответствует уравнению $\Delta p = -5{,}3 \cdot 10^{-4}p + 0{,}01$; кружками нанесены экспериментальные точки

Не обычный способ получения этой формулы и недостаточная чувствительность системы нашли свое выражение в большом значении свободного члена. Отметим также большое по абсолютной величине значение A. Надо заметить, что во всех опытах, в которых одним из приборов был манометр № 7, значения A получались бо́льшими по абсолютной величине. Это наводило на мысль о том, что значение начальной эффективной площади ($S = 0{,}1945$ *см*²), взято с большим недостатком; в действительности это подтвердилось при новых измерениях площади поршня.

На всех приведенных рисунках кроме парабол даны прямые вида $\Delta p = Ap + B$. Ордината каждой точки такой прямой выражает разность погрешностей за исключением погрешностей, связанных с деформациями поршневых систем. Разность соответствующих ординат точек прямой и параболы соответствует разности погрешностей, вызываемых деформациями.

Как указывалось ранее, опыты 13, 14 и 15 были поставлены для проверки теоретических положений, из которых следовала независимость λ от вязкости жидкости. В опыте 13 приборы работали на вазелиновом масле, вязкость которого в исследуемом диапазоне давлений значительно меньше, чем у касторового масла. Так, для касторового масла

$$\eta = 10{,}4\, e^{0{,}00157\, p},$$

а для вазелинового

$$\eta = 1{,}38\, e^{0{,}00263\, p}.$$

Этот опыт удалось провести до 400 *кгс/см*², так как при более высоких давлениях точные измерения стали невыполнимыми в силу очень больших скоростей опускания поршней. Результаты опыта 13 приведены в табл. 4,

Опыт 13

Таблица 4

Давление *кгс/см*²	Разность показаний Δp, *кгс/см*²		Расхождение Δp	
	на касторовом масле	на вазелиновом масле	*кгс/см*²	% от давления
200	0,18	0,16	0,02	0,010
250	0,20	0,23	0,03	0,012
300	0,23	0,25	0,02	0,007
350	—	0,27	—	—
400	0,31	0,32	0,01	0,003

где даны разности Δp при работе на разных жидкостях. Как видно, расхождения оказались порядка тысячных долей процента, т. е. в пределах экспериментальных ошибок.

При проведении опытов 14 и 15 приборы работали на грозненском масле, вязкость которого больше касторового и быстрее растет с давлением. Для грозненского масла

$$\eta = 13{,}18\, e^{0{,}00275\, p}.$$

Результаты опытов даны в табл. 5 и 6, откуда видно, что расхождения значений Δp и в этих случаях заключены в пределах экспериментальных ошибок. Исключение составляет лишь одна точка (1800 *кгс/см*² в табл. 6), являющаяся очевидным промахом.

Таким образом, теоретический вывод о независимости коэффициентов изменения площади от вязкости можно считать подтвержденным. Влияние вязкости, как показали опыты, отражается лишь на чувствительности всей системы.

Результаты опытов показывают, что зависимость разности показаний от давления во всех случаях достаточно точно выражается трехчленом второй степени. Разность экспериментальных значений Δp и значений, полученных по формулам, в редких случаях превышает 0,01%, т. е. является величиной одного порядка с ошибками, допускаемыми при урав-

Опыт 14

Таблица 5

Давление $кгс/см^2$	Разность показаний Δp, $кгс/см^2$		Расхождение Δp	
	на касторовом масле	на грозненском масле	$кгс/см^2$	% от давления
300	0,14	—	—	—
600	—	0,50	—	—
650	0,51	—	—	—
900	1,01	1,09	0,08	0,009
1200	1,63	1,61	0,02	0,002
1500	2,31	2,30	0,01	0,001
1800	3,31	3,39	0,08	0,004
2100	4,71	—	—	—

Опыт 15

Таблица 6

Давление $кгс/см^2$	Разность показаний Δp, $кгс/см^2$		Расхождение Δp	
	на касторовом масле	на грозненском масле	$кгс/см^2$	% от давления
300	—	0,42	—	—
600	0,83	0,82	0,01	0,002
900	1,55	1,41	0,14	0,016
1200	2,45	2,45	0,00	0,000
1500	3,43	3,47	0,04	0,003
1800	4,35	4,94	0,59	0,030
2100	5,76	5,85	0,09	0,004

новешивании. В каждом случае коэффициент при p^2 является величиной порядка $10^{-7}\frac{см^2}{кгс}$, коэффициент при p — порядка 10^{-4}, а свободный член — порядка экспериментальных ошибок, как и предполагалось по теории. Величина коэффициентов $\Delta\lambda$ при p^2 и вычисленные значения $\Delta\lambda=\lambda_1-\lambda_2$ во всех случаях (когда не имело место «закусывание» поршня) составляет около 10% или меньше. Принимая во внимание приближенность исходных данных (табличные значения E и μ могли отличаться от действительных на 10% и более), приближенность теории и неизбежность экспериментальных ошибок, следует считать, что результаты теоретических и экспериментальных исследований показали удовлетворительное совпадение. Специальные опыты подтвердили теоретический вывод о независимости изменения эффективной площади поршня от вязкости.

Следовательно, приближенные теоретические расчеты верно отражают основные закономерности, игнорируя второстепенные явления. Поэтому введение поправок на деформации при помощи формул 1—4 надо считать обоснованным и теоретически и экспериментально. Принимая во внимание отмеченные результаты опытов, можно заключить, что введение таких поправок исключает около 90% погрешностей, вызываемых деформациями.

Таким образом, задача о погрешностях, вызываемых деформациями, была в первом приближении решена для основных видов манометров с поршневыми системами, различающимися формой поршня и цилиндра, их размерами и примененными материалами. Более точное решение этой задачи вряд ли будет оправдано для взятых давлений, так как дополнения, уточняющие поправки, оказались бы величинами одного порядка с ошибками, допускаемыми при уравновешиваниях. Этот вопрос целесообразно рассмотреть для случая очень высоких давлений, когда поправки достигают значительно больших величин.

ЛИТЕРАТУРА

1. Самойлов В. Н. Журн. Измерительная техника, № 4, 1955.
2. Жоховский М. К. Техника измерения давления и разрежения, Машгиз, 1952.

В. Н. Разумихин, В. А. Борзунов

ПОРШНЕВЫЕ МАНОМЕТРЫ ВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ

В своей практической деятельности лаборатория с давних пор широко использует для измерения высоких давлений поршневые манометры конструкции М. К. Жоховского. Работа этих приборов основана на принципе неуплотненного поршня; в качестве противовеса в них используются грузы, вес которых значительно уменьшен благодаря применению гидравлического мультипликатора. Созданные на этом принципе манометры до последнего времени имели верхний предел измерения от 1000 до 10000 *кгс/см*^{2}. Они получили широкое распространение и подробно описаны в литературе [1] — [4].

В последние годы успешно выполнены работы по дальнейшему повышению предела измерения поршневого манометра М. К. Жоховского и по усовершенствованию ранее созданной поверочной установки до 10000 *кгс/см*^{2}. Наряду с этим для исследовательских целей (проверка основных положений теории неуплотненного поршня, экспериментальное определение деформационных поправок поршневых манометров) был сконструирован и изготовлен манометр с дифференциальным поршнем. Краткому описанию этих приборов и посвящена настоящая статья.

Манометр с одинарным дифференциальным поршнем

Устройство манометра показано на рис. 1. На основной плите *1*, снабженной установочными винтами *2*, расположены три стойки *3*, несущие две перекладины *4* и *5*.

На нижней перекладине крепится блок измерительного цилиндра *6* с поршнем *7* и уровень *8*. В этом манометре применен обычный одинарный дифференциальный поршень в виде ступенчатой скалки, обе части которой тщательно пришлифованы к соответствующим каналам цилиндра.

Нижняя часть верхнего канала цилиндра *6* трубкой *9* соединяется с прессом, с помощью которого создается давление. Рабочее положение поршня определяется по шкале *10*, указатель которой связан непосредственно с поршнем.

Нижняя часть поршня, выходящая из цилиндра, соединительной муфтой *18* связана с тягой *11*, несущей внизу гредержатель *12* и грузы *13*, имеющие форму дисков с радиальным вырезом. Вверху тяга имеет чашку *14* для масла, вытекающего из цилиндра.

Гиредержатель опирается на шариковый подпятник, что облегчает приведение большой массы грузов во вращение от руки, когда поршень находится еще в нерабочем положении.

К верхней части поршня прикреплен поводок *15*, в отростки которого упираются пальцы шкива вращательного механизма, автоматически вызывающего и вращение поршня.

С помощью специального подъемного устройства, укрепленного на верхней площадке, шкив вращательного механизма во время работы манометра может быть разобщен с поршнем, и тогда поршень, получив начальную скорость порядка 60 *об/мин*, будет далее вращаться по инерции.

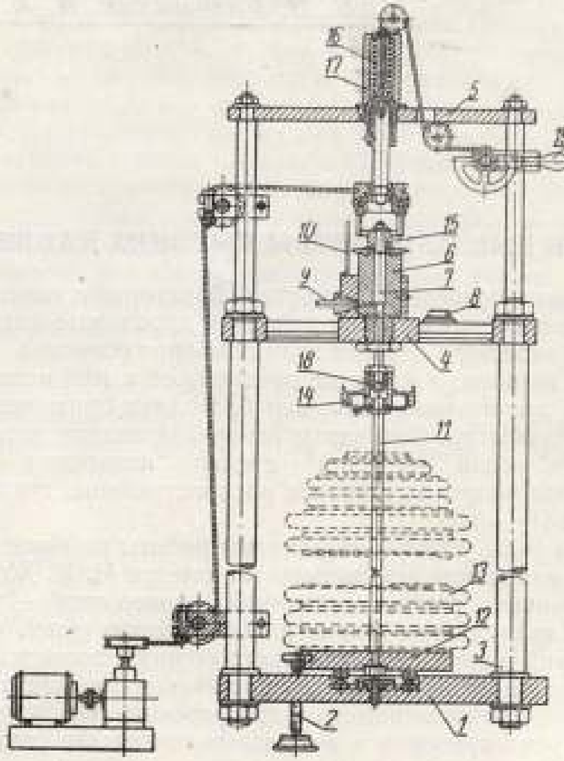


Рис. 1. Конструктивная схема манометра с дифференциальным поршнем

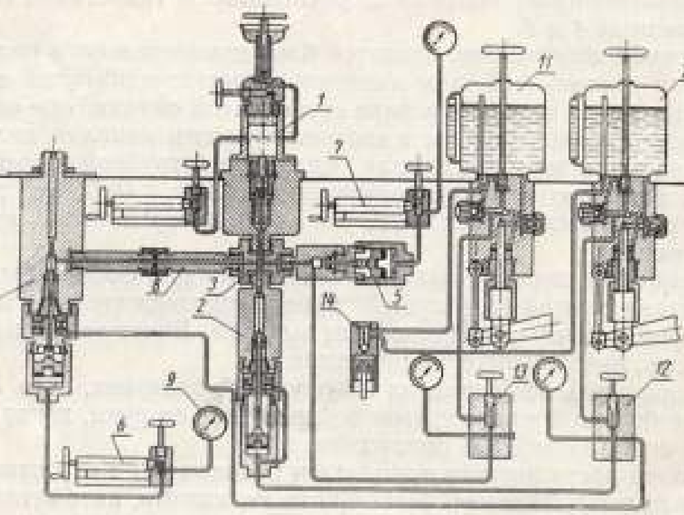


Рис. 2. Принципиальная и конструктивная схема усовершенствованной установки с поршневым манометром М. К. Жоховского до 10000 $кгс/см^2$

Это обстоятельство позволяет полностью исключить силы трения, возникающие в пальцевом соединении.

Разъединение шкива с поршнем осуществляется поворотом рукоятки *19*. При этом тросик через систему роликов поднимет вал шкива и сожмет пружину *16*, вмонтированную в стакан *17*. Возвращение шкива в прежнее положение производится пружиной, если освободить стопор рукоятки *19*.

Для того, чтобы в одном приборе иметь несколько пределов измерения, предусмотрено использование сменных блоков поршневых систем с различными размерами поршня. В манометре применены три поршневые системы, номинальная эффективная площадь которых составляет 1; 0,5 и 0,2 *см²*, что при весе грузов в 500 *кгс* соответствует предельным давлениям в 500, 1000 и 2500 *кгс/см²*.

Усовершенствованная установка для создания и измерения давлений до 10000 *кгс/см²*

Усовершенствование ранее созданной установки на 10000 *кгс/см²* [4] предусматривало придание ей большей универсальности, а также введение элементов автоматизации и новых более надежных узлов, зарекомендовавших себя в практической работе. Гидравлическая схема с конструктивными особенностями установки приведена на рис. 2, а ее общий вид на рис. 3. Поршневой манометр *1* через переходник *3* соединен с мультипликатором *2*, а с помощью трубного соединения *8* с вентилем *4*. Корпус последнего имеет вверху присоединительный ниппель для подключения испытуемого манометра или другого исследуемого объекта. В корпусе вентиля за ниппелем имеется полость достаточного объема, которая иглой вентиля может быть отключена от всей установки. Вентиль *4* снабжен сальником с автоподжатием и гидравлическим приводом для запирания иглы, которое осуществляется винтовым прессом *6* с манометром *9*. Поджатие сальника производится от насоса, обслуживающего мультипликатор.

Наличие у вентиля *4* полости, которая может быть использована в качестве жидкостного разделителя, а также возможность отключения вентилем поршневого манометра, делает установку пригодной не только для поверочных работ, но и для выполнения различных исследований. В последнем случае обследуемый объект подключается к ниппелю вентиля, причем после создания давления при необходимости он может быть отключен от установки вентилем *4*.

К переходнику *3* присоединен также вентиль предварительного давления *5* с гидравлическим приводом, который обслуживается собственным винтовым прессом *7*. Для питания установки и мультипликатора служат два плунжерных насоса *10* и *11* с электроприводом и два вентильных крана *12* и *13* с манометрами. Для подачи жидкости в насосы под давлением применен воздушный компрессор *14*.

Насос *11* работает на глицерине и создает предварительное давление до 2000 *кгс/см²*, насос *10* работает на минеральном масле до давления 1000 *кгс/см²* и предназначен для обслуживания мультипликатора и поджатия уплотнения в вентиле *4*.

Включение насосов и компрессора производится пусковой кнопкой магнитного реле.

Поршень высокого давления мультипликатора *2* снабжен уплотнением с автоподжатием, которое работает одновременно с подачей давления от насоса на низкую сторону мультипликатора. Все узлы и детали, испытывающие высокое давление, помещены внутри бронированного стола. Наружу выведены верхняя часть поршневого манометра, пружинные манометры, ручки и кнопки управления.

Отдельные узлы и детали установки (мультипликатор, насос, вентили, уплотнения и др.) подробно рассмотрены в статье В. А. Борзунова и

В. П. Семина «Общая аппаратура, применяемая в экспериментах с высокими давлениями», т. к. они являются принадлежностью не только данной установки, а имеют более широкое применение. Поршневой манометр также является независимым узлом и может быть использован в любой другой установке. В конструктивном отношении этот манометр несколько отличается от прежнего. Его конструкция была разработана при создании манометра на давление 15000 $кгс/см^2$ и будет подробнее рассмотрена далее. К особенностям манометра рассматриваемой установки относится устройство для автоматического поддержания его поршневой системы в рабочем положении.

Работа на установке осуществляется следующим образом. Присоединяют испытуемый манометр или исследуемый объект к ниппелю венти-

Рис. 3. Общий вид усовершенствованной установки с поршневым манометром М. К. Жоховского до 10000 $кгс/см^2$

ля *4*. С помощью насоса *11* создают в мультипликаторе предварительное давление и закрывают вентиль *5*, подавая давление прессом *7*. Включением в работу насоса *10* подают давление на нижнюю сторону мультипликатора. Одновременно это же давление попадает в прессовые части вентиля *4* и мультипликатора *2*, служащие для автоматического поджатия уплотнений иглы и поршня высокого давления. Благодаря этому в прокладках упомянутых уплотнений автоматически возникают напряжения, превышающие созданное в системе высокое давление.

Измерение давления осуществляется поршневым манометром. Для этого созданное в установке давление уравновешивают грузом, положенным на верхний поршень. При необходимости в установке можно поддерживать давление практически неограниченное время. В прежней установке это осуществлялось подкачкой давления ручным насосом. По предложению В. А. Борзунова теперь процесс автоматизирован. Для этого параллельно кнопочному включению мотора насоса присоединен пружинный контакт, связанный с поршнем манометра. Когда поршень, опускаясь, подходит к нижнему положению, он замыкает контакт, включается насос и поршень мультипликатора перемещается. Поршень манометра при этом

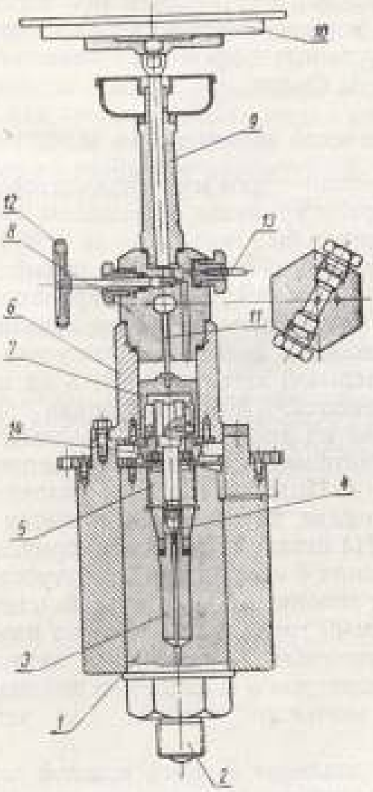


Рис. 4. Конструктивная схема поршневого манометра до 15000 *кгс/см²*

Рис. 5. Общий вид установки М. К. Жоховского до 15000 *кгс/см²*

поднимается вверх и, размыкая контакт, прекращает работу насоса. Эта операция обычно требует одного-двух ходов насоса для того, чтобы поршень манометра занял верхнее рабочее положение, а равновесное его состояние за рабочий ход составило несколько минут.

В модернизации установки, кроме авторов статьи, принимали участие Д. С. Миринский и О. А. Орлов.

Поршневой манометр до 15000 *кгс/см*^{2}

Манометры с гидравлическим мультипликатором хорошо зарекомендовали себя еще в первых образцах с пределом измерения в 2000 *кгс/см*^{2} [1]. Спустя год этот предел был повышен до 5000 *кгс/см*^{2} [3], а затем до 10000 *кгс/см*^{2} [5]. Поэтому при дальнейшем повышении предела измерения, естественно было сохранить уже опробированный практикой принцип конструкции прибора, внеся лишь некоторые изменения, направленные на улучшение работы прибора в более тяжелых условиях. Было решено выполнить манометр отдельной конструкцией, а не встраивать его как постоянную часть установки. Конструктивная схема манометра на 15000 *кгс/см*^{2} приведена на рис. 4. В двухслойный корпус манометра *1*, снабженный присоединительным ниппелем *2*, вставлен цилиндр высокого давления *3* с поршнем *4*. Цилиндр снабжен уплотнением по принципу некомпенсированной площади, которое удерживается конусной втулкой и поджимной гайкой *5*. На верхней площадке корпуса *1* закреплен болтами цилиндр низкого давления *6* с поршнем *7*. Внутренняя полость цилиндра над поршнем закрыта головкой *8*, на которой смонтирован поршневой манометр *9*, нагружаемый грузами *10*. Головка имеет смотровое окно, к которому подходит указатель *11* поршня *7*, вентиль *12*, прерывающий сообщение между манометром *9* и полостью цилиндра *6*, и отводная трубка *13*, соединяемая с винтовым прессом для регулировки положения поршня манометра *9*.

Поршень низкого давления *7* своей ножкой через шаровую опору и втулку соединен с головкой поршня высокого давления *4*. Ножка поршня проходит сквозь подшипник, который посажен на втулку пластины, закрепленной на корпусе манометра *1*. На подшипнике посажен шкив *14* с пальцами, которые входят внутрь поршня *7* и там опираются на ролики поводкового механизма. При вращении шкива одновременно приводятся во вращение поршни *7* и *4*.

Усилие от измеряемого давления, подведенного через ниппель *2* корпуса *1*, переместит поршни *4* и *7* вверх и в полости цилиндра *6* возникнет давление, которое должно быть уравновешено грузами манометра *9*. Величина измеряемого давления связана с параметрами прибора следующим образом:

$$p = Gn + p_0,$$

где n и p_0 — константы прибора, равные

$$n = \frac{S_2}{S_3 S_1} \text{ и } p_0 = \frac{G_0}{S_2}.$$

Здесь S_1 — эффективная площадь поршня манометра *9*,
S_2 — эффективная площадь поршня низкого давления *7*,
S_3 — эффективная площадь поршня высокого давления *4*,
G_0 — вес поршня *7* и связанных с ним деталей,
G — вес грузов и поршня манометра *9*.

В приведенное соотношение должны быть введены поправки, связанные с изменением эффективной площади поршня от давления. Параметры манометра к установке на 10000 *кгс/см*^{2} следующие: $S_1 = 1$ *см*^{2}, $S_2 = 14$ *см*^{2}, $S_3 = 0{,}07$ *см*^{2}, следовательно $n = 200$ и $G = 50$ *кгс*. Соответственно у манометра на 15000 *кгс/см*^{2} $S_1 = 1$ *см*^{2}, $S_2 = 21$ *см*^{2}, $S_3 = 0{,}07$ *см*^{2}, $n \simeq 300$ и

$G = 50$ *кгс*. Таким образом, манометры по существу различаются лишь размерами поршня низкого давления.

Поршневой манометр рассмотренной конструкции до 15000 *кгс/см²* с упомянутыми параметрами поршневых систем был изготовлен и испытан [6]. Для его исследования и последующего использования создана установка, аналогичная установке на 10000 *кгс/см²*. Общий вид ее показан на рис. 5. Здесь вместо насосов с электроприводом использованы обычные ручные насосы. Слева, над крышкой стола, виден исследуемый манганиновый манометр, заключенный в термостат.

В выполнении работ по созданию манометра на 15000 *кгс/см²*, кроме авторов статьи, принимали участие М. К. Жоховский, Д. С. Миринский и О. А. Орлов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Жоховский М. К. Журн. Точная индустрия, № 5, 1938.
2. Жоховский М. К., Разумихин В. Н. Измерение давления, Каталогиздат НКМ, 1938.
3. Жоховский М. К. Журн. Метрология и поверочное дело, № 12, 1939.
4. Жоховский М. К. Техника измерения давления и разрежения, Машгиз, 1952.
5. Жоховский М. К. Журн. Измерительная техника, № 2, 1940.
6. Промышленно-экономическая газета № 26 (170), 1 марта 1957.

Е. В. Золотых, Л. Л. Бурова

ИЗУЧЕНИЕ НЕКОТОРЫХ СВОЙСТВ МАНГАНИНОВЫХ МАНОМЕТРОВ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДО 10000 *кгс/см²*

Манометры сопротивления с давних пор используются для измерения высоких давлений, однако метрологические свойства этих приборов до настоящего времени недостаточно хорошо изучены.

В статье излагаются результаты некоторых исследований манганиновых манометров сопротивления при давлениях до 10 000 *кгс/см²*.

В исследуемых манометрах применялся один изолированный слюдой электроввод общеизвестного типа, второй конец катушки замыкался на корпус. Корпус манометра окружен термостатной рубашкой.

Для изготовления катушек был применен эмалированный манганин в шелковой оплетке, диаметром 0,15 *мм* с сопротивлением 23,5 *ом·м*; номинальное сопротивление катушек составляло около 100 *ом*. Катушки изготовлялись в виде баранки диаметром около 11 *мм* с бифилярной намоткой. Для прочности баранка перевязывалась несколько раз ниткой и поверхность катушек покрывалась шеллаком. Далее они подвергались термообработке и опрессовывались давлением в пределах от 15 000 до 23 000 *кгс/см²*. Термообработка проводилась при температуре 135—140°С, на протяжении шести дней, ежедневно по 8 час. с последующим постепенным охлаждением до комнатной температуры.

Как известно [1—3], подобной термообработкой и воздействием давления снимаются напряжения, привнесенные намоткой катушки, понижается температурный коэффициент и стабилизируется сопротивление.

Для удобства рассмотрения результатов исследования катушкам присвоены номера. Сведения о значении нулевого сопротивления, а также о величине примененного давления опрессовки приведены в табл. 1.

Таблица 1

Номер катушки	Нулевое сопротивление (*ом*)	Давление опрессовки (*кгс/см²*)
1	99,760	16000
2	99,081	23000
3	105,348	19500
4	100,300	15000
5	99,73	15000

При изучении свойств манганинового манометра применялась установка с поршневым манометром М. К. Жоховского до 10 000 *кгс/см²*.

Ее применению предшествовало подробное исследование, относящееся к определению постоянных, вычислению поправок к показаниям и оценке погрешностей манометра. При расчете веса грузов были приняты во внимание поправки на ускорение силы тяжести и на изменение эффективной площади поршня от давления, в соответствии с рассмотренной ранее теорией. Проведенное исследование показало, что после введения поправок максимальные остаточные погрешности поршневого манометра во всем интервале давлений находились в пределах 0,035—0,1%.

Для измерения сопротивления катушки манганинового манометра был применен мост постоянного тока МКЛ-49 с наименьшей декадой магазина сопротивлений в 0,01 *ом*; при измерениях применялось отношение плеч 1/10. Искомое изменение сопротивления катушки, возникающее под действием давления, при этом определялось равенством:

$$\Delta R_2 = \frac{1}{10} \Delta R_1, \tag{1}$$

где ΔR_1 — изменение сопротивления магазина моста.

В диагональ моста включались два гальванометра — стрелочный для ориентировочных измерений и зеркальный для точных. Чувствительность схемы характеризовалась следующими данными: изменение сопротивления магазина на 0,01 *ом* вызывает отклонение светового указателя по шкале гальванометра на 5 делений. Подобная чувствительность позволяла уверенно фиксировать изменение давления в 0,8 *кгс/см²*.

При исследовании манганиновых манометров проводились сравнения их показаний с поршневым манометром в фиксированных точках ступенями в 1000 *кгс/см²*. Эти сравнения осуществлялись многократно по 5—10 раз для каждого заданного давления при прямом и обратном ходе. За действительное значение сопротивления, отвечающее данному давлению, принималась средняя величина. Исследуемый манометр помещался в термостат, температура которого поддерживалась равной +25°С. Перед началом измерений при каждом заданном давлении делалась выдержка для восстановления температурного равновесия, нарушенного при сжатии (расширении) рабочей жидкости. Для каждого давления отсчеты проводились 8 раз — по 4 измерения для обоих направлений тока от батареи. Два из этих измерений проводились при значении сопротивления, наиболее близком к равновесному состоянию моста, а два другие соответствовали соседним положениям самой малой декады магазина. За действительное значение сопротивления бралось среднее из восьми отсчетов. Как показал опыт работы, случайная погрешность измерений сопротивления на установке при такой методике близка к ее чувствительности.

В табл. 2 и 3 приведены экспериментальные данные изменения сопротивления от давления для катушек № 2 и № 3, полученные за год испытаний. Данные, относящиеся к определенной дате (графы 2—6 табл. 2 и графы 2—9 табл. 3), соответствуют средним значениям серии наблюдений, проведенных на протяжении 1—2 дней; в последних графах показано среднее значение $(\Delta R_2)_{ср}$ из всех наблюдений, проведенных за год, а также максимальные отклонения от него, характеризующие вариацию показаний манометров во времени. В большинстве случаев значение вариации для обеих катушек равно 0,001—0,004 *ом*, а в процентном отношении лежит в пределах 0,1—04%, превышая их лишь на начальном участке давлений.

Меньшая стабильность катушек в области небольших давлений, повидимому, вызвана принятой их формой и способом изготовления. Можно предполагать, что склеенные витки катушек испытывают напряжения, отличные от всестороннего гидростатического давления.

Совершенно аналогичные результаты были получены и для остальных катушек №№ 1, 4, 5, которые здесь не приводятся.

В табл. 4 сгруппированы средние значения изменения сопротивления катушек в зависимости от давления по результатам всех выполненных испытаний. Для удобства сопоставления даны приведенные значения изменения сопротивления $(\Delta R_2)_{прив}$, отнесенные к катушке в

Значения ΔR_2 для катушки № 2 при различных давлениях

Таблица 2

Давление $кгс/см^2$	Значения ΔR_2, *ом*					$(\Delta R_2)_{ср}$ *ом*	Максимальное отклонение от среднего значения	
	ноябрь 1956 г.	апрель 1957 г.	август 1957 г.	октябрь 1957 г.	ноябрь 1957 г.		*ом*	%
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1000	0,2416	0,2441	0,2389	0,2397	0,2430	0,2415	0,0036	1,5
2000	0,4868	0,4887	0,4860	0,4849	0,4881	0,4869	0,0020	0,4
3000	0,7326	0,7337	0,7290	0,7300	0,7327	0,7316	0,0026	0,4
4000	0,9763	0,9786	0,9750	0,9757	0,9786	0,9768	0,0020	0,2
5000	1,2214	1,2230	1,2200	1,2201	1,2225	1,2214	0,0014	0,1
6000	1,4663	1,4673	1,4645	1,4660	1,4682	1,4665	0,0020	0,1
7000	1,7117	1,7104	1,7077	1,7093	1,7113	1,7101	0,0024	0,1
8000	1,9562	1,9534	1,9521	1,9537	1,9561	1,9543	0,0022	0,1
9000	2,2004	2,1953	2,1940	2,1968	2,1984	2,1970	0,0034	0,15
10000	2,4452	2,4372	2,4382	2,4405	2,4424	2,4407	0,0045	0,2

Значения ΔR_2 для катушки № 3 при различных давлениях

Таблица 3

Давление $кгс/см^2$	Значения ΔR_2, *ом*								$(\Delta R_2)_{ср}$, *ом*	Максимальное отклонение от среднего значения	
	декабрь 1956 г.	март 1957 г.	апрель 1957 г.	май 1957 г.	июнь 1957 г.	июль 1957 г.	ноябрь 1957 г.	декабрь 1957 г.		*ом*	%
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1000	0,2616	0,2611	0,2614	0,2611	0,2607	0,2607	0,2586	0,2595	0,2606	0,0020	0,8
2000	0,5213	0,5220	0,5219	0,5218	0,5212	0,5207	0,5189	0,5192	0,5209	0,0020	0,4
3000	0,7836	0,7819	0,7817	0,7817	0,7820	0,7820	0,7797	0,7805	0,7816	0,0019	0,2
4000	1,0441	1,0422	1,0411	1,0412	1,0419	1,0419	1,0406	1,0404	1,0417	0,0024	0,2
5000	1,3025	1,3013	1,3006	1,3013	1,3019	1,3024	1,3013	1,3015	1,3016	0,0010	0,1
6000	1,5620	1,5604	1,5584	1,5599	1,5610	1,5613	1,5619	1,5623	1,5609	0,0025	0,2
7000	1,2229	1,8186	1,8197	1,8191	1,8201	1,8208	1,8220	1,8224	1,8207	0,0022	0,1
8000	2,0816	2,0766	2,0772	2,0765	2,0777	2,0795	2,0818	2,0819	2,0791	0,0028	0,1
9000	2,3422	2,3340	2,3883	2,3350	2,3363	2,3375	2,3409	2,3400	2,3380	0,0042	0,2
10000	2,6026	2,5906	2,5956	2,5907	2,5921	2,5942	2,5986	2,5987	2,5954	0,0072	0,3

Значения $(\Delta R_2)_{прив}$ для катушек №№ 1—5 в зависимости от давления

Таблица 4

Давление $кгс/см^2$	№№ катушек: 1	2	3	4	5	$(\Delta R_{2прив})_{ср}$, ом	Максимальное отклонение от среднего значения, ом	%	$k \cdot 10^6$
	Значения $(\Delta R_2)_{прив}$, ом								
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1000	0,2458	0,2438	0,2474	0,2468	0,2449	0,2457	0,0019	0,8	2,457
2000	0,4926	0,4917	0,4945	0,4943	0,4922	0,4931	0,0014	0,3	2,465
3000	0,7395	0,7388	0,7419	0,7421	0,7403	0,7405	0,0017	0,2	2,468
4000	0,9868	0,9864	0,9898	0,9891	0,9872	0,9877	0,0014	0,15	2,469
5000	1,2330	1,2334	1,2354	1,2370	1,2342	1,2346	0,0024	0,2	2,469
6000	1,4790	1,4810	1,4817	1,4836	1,4817	1,4814	0,0027	0,2	2,469
7000	1,7241	1,7270	1,7283	1,7298	1,7281	1,7275	0,0034	0,2	2,468
8000	1,9696	1,9736	1,9736	1,9749	1,9744	1,9732	0,0036	0,2	2,467
9000	2,2131	2,2187	2,2193	2,2215	2,2211	2,2187	0,0056	0,25	2,465
10000	2,4580	2,4648	2,4637	2,4631	2,4676	2,4634	0,0054	0,2	2,464

100 *ом*. Так для катушек № 2 и № 3 эти значения получены умножением $(\Delta R_2)_{ср}$ (табл. 2 и 3) соответственно на величины $\frac{100}{99{,}081}$ и $\frac{100}{105{,}348}$.

В седьмой графе таблицы дается среднее для всех катушек изменение сопротивления, а в графах 8—9—максимальное отклонение от него.

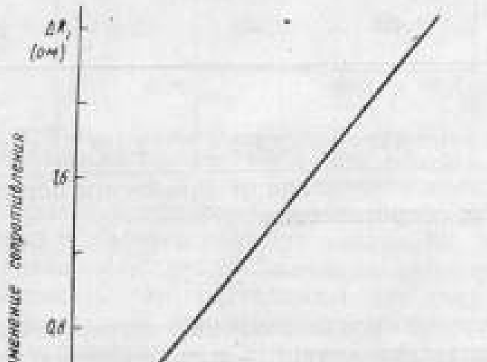


Рис. 1. Градуировочная кривая катушек №№ 1—5 манганиновых манометров

Как видно, это отклонение по абсолютной величине и в процентном отношении не превышает пределы естественной вариации показаний катушек и, следовательно, полностью объясняется ею. Отсюда можно сделать вывод, что изменение сопротивления всех катушек при равных давлениях одинаково с точностью $\pm 0,2\%$ для давлений выше 2000 $кгс/см^2$. Это обстоятельство свидетельствует о хорошей гомогенности манганина, примененного для изготовления катушек, и позволяет пользоваться этим манганином в пределах упомянутой точности без тщательной градуировки катушек.

Графически изменение сопротивления катушек от давления представлено на рис. 1. В выбранном масштабе экспериментальные значения для всех катушек ложатся на одну прямую во всем интервале давления. Однако действительная зависимость $p=f(\Delta R)$ не является строго

Значения пьезокоэффициента сопротивления катушек №№ 1—5 в зависимости от давления

Таблица 5

Давление $кгс/см^2$	№№ катушек				
	1	2	3	4	5
	Значения пьезокоэффициента $k \cdot 10^6$				
1	2	3	4	5	6
1000	2,458	2,438	2,474	2,468	2,449
2000	2,463	2,458	2,472	2,472	2,461
3000	2,465	2,463	2,470	2,474	2,468
4000	2,467	2,466	2,469	2,473	2,468
5000	2,466	2,467	2,471	2,474	2,468
6000	2,465	2,468	2,470	2,473	2,469
7000	2,463	2,467	2,469	2,471	2,470
8000	2,462	2,467	2,467	2,468	2,469
9000	2,459	2,465	2,466	2,468	2,468
10000	2,458	2,465	2,464	2,463	2,468
$k_{ср}$ для всего интервала давления	2,463	2,462	2,469	2,470	2,466

линейной. Для оценки отклонения от линейности обратимся к значению пьезокоэффициента сопротивления

$$k=\frac{\Delta R_2}{pR_2}, \tag{2}$$

характеризующему собой угол наклона градуировочной кривой. В графе 10 табл. 4 приведены значения пьезокоэффициента, полученные по усредненным данным для катушек №№ 1—5. Отдельно, для каждой из катушек величины пьезокоэффициента представлены в табл. 5, а зависимость $k=f(p)$ графически показана на рис. 2, из которого следует, что пьезокоэффициент не является постоянной величиной.

Отклонение отдельных значений k от значения $k_{ср}$, приведенного для каждой катушки в табл. 5, как правило, составляет $0{,}002—0{,}005 \cdot 10^{-6}\frac{см^2}{кгс}$, т. е. лежит в пределах 0,1—0,2%. Для $p=1000\ \frac{кгс}{см^2}$ имеют место значительно бо́льшие отклонения.

Качественно поведение пьезокоэффициента в зависимости от давления для всех катушек одинаково. Как правило, он изменяется по закону близкому к параболическому, причем для всех катушек k сначала возрастает, потом убывает. Непостоянство пьезокоэффициента свидетельствует об отклонении зависимости $p=f(\Delta R)$ от линейной. Последняя может быть представлена многочленом второй степени:

$$p=p_0+A(\Delta R)+B\ (\Delta R)^2, \tag{3}$$

где величины p_0, A и B определяются обработкой экспериментальных данных. Для усредненных данных катушек №№ 1—5 выражение (3) принимает вид:

$$p=11{,}26+4026{,}32\ (\Delta R)+11{,}4078\ (\Delta R)^2. \tag{4}$$

Давления, рассчитанные по формуле (4), на участке 2000—10000 *кгс/см*², отличаются от усредненных данных (графы 1 и 7 табл. 4) не более, чем на 0,03%, а от экспериментальных данных для отдельных катушек на 0,2%. При давлении в 1000 *кгс/см*² расхождения для отдельных катушек составляют от 0,3 до 0,8%.

Отклонение зависимости $p=f(\Delta R)$ от линейной, определяемое последним членом уравнения (4), при давлении 10000 *кгс/см*² достигает 70 *кгс/см*², т. е. 0,7%.

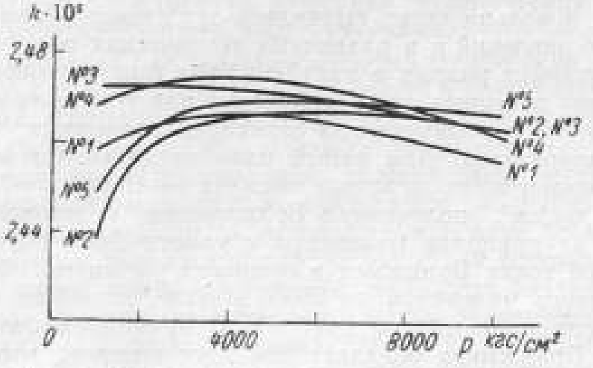


Рис. 2. Графики зависимости пьезокоэффициента сопротивления катушек №№ 1—5 от давления.

В заключение кратко остановимся на вопросе, связанном с влиянием предварительной обработки катушек давлением. Хотя специально этот вопрос не исследовался, однако некоторые наблюдения были сделаны. Наши опыты показывают, что влияние давления не имеет столь большого значения, какое ему приписывается в литературе [1—4]. Так, например, в наших экспериментах некоторые катушки перед градуировками не опрессовывались, а затем были подвергнуты воздействию высоких давлений и вновь градуировались до 10000 *кгс/см*². Существенного различия в поведении катушек, включая стабильность их показаний, до и после воздействия высоких давлений обнаружено не было.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бриджмен. Proc. Am. Acad. Arts Sci, 72, 157, 1938.
2. Адамс, Горансон, Гибсон, Rev.Sci Instr, New ser., v. 8., № 1, 1937, p. 230.
3. Эберт и Гилезен. Ann. der Phys., 6F., B. 1, 1947, s 229.
4. Дарлинг, Ньюхолл. Trans. ASME, v. 75, № 3, p.311, 1953.

М. К. Жоховский

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД ВОСПРОИЗВЕДЕНИЯ СВЕРХВЫСОКИХ ДАВЛЕНИЙ

Единственно известный до сих пор абсолютный метод воспроизведения высоких давлений основан на механическом принципе. Практически он осуществляется с помощью различного рода поршневых манометров, среди которых наиболее точными и надежными являются манометры с неуплотненным поршнем и непосредственной нагрузкой. До последнего времени верхний предел измерения у таких приборов не превосходил 10000—15000 *кгс/см*^{2}, а вместе с тем, применяемые в научных исследованиях гидростатические давления уже сравнительно давно достигли величин порядка 50000 *кгс/см*^{2}. В настоящее время такие давления в научной практике становятся обычными, а в отдельных работах последнего периода они существенно превзойдены. Следует также отметить, что довольно четко выявилась тенденция к применению все возрастающих давлений и в различных технических приложениях.

Образовавшийся разрыв в какой-то мере был уменьшен Бриджменом [1]. Он ввел реперные точки, используя для этой цели давления фазовых равновесий и полиморфных переходов различных веществ при заданных температурах. Для нашей цели представляет интерес отметить точку полиморфного перехода висмута I—II при $t=30°C$ и давлении $p=25420$ *кгс/см*^{2}, полученную Бриджменом с помощью прибора, построенного на принципе манометра с уплотненным поршнем. Установлением этой точки Бриджмен в сущности расширил область применения поршневого манометра до 25000 *кгс/см*^{2}, хотя при этом использовал менее совершенный тип прибора. В принципиальном отношении предложение Бриджмена обладает тем достоинством, что установленное однажды по прибору значение реперы в дальнейшем широко использовалось для градуировки манометров сопротивления в точке 25000 *кгс/см*^{2}. Другая репера (например, точка плавления ртути) соответствовала более низким давлениям, которые легко воспроизводятся манометром с неуплотненным поршнем. Поэтому принципиального значения для наших целей она не имеет, но в практическом отношении является удобной для градуировок при отсутствии поршневого манометра.

Эберт [2] предложил осуществить шкалу высоких давлений до 20000 *кгс/см*^{2} ступенями. До 5000 *кгс/см*^{2} его шкала воспроизводится поршневым манометром, до 12000 *кгс/см*^{2}— манганиновым манометром и до 20000 *кгс/см*^{2} — гидравлическим манометром. Последний представляет собой обычный мультипликатор с уплотненным поршнем, который для измерительных целей подвергается экспериментальному изучению.

Хотя предложения Бриджмена и Эберта существенно различны, в их основе лежит один и тот же «абсолютный» метод воспроизведения высоких давлений при помощи манометра с уплотненным поршнем. Такой манометр из-за непостоянства сил трения и неопределенности поправок на деформацию цилиндра является весьма несовершенным прибором и основывать на нем шкалу давлений крайне рискованно. Более подробно эти соображения, а равно критические замечания к предложениям Бриджмена и Эберта изложены в работе [3]. Здесь отметим лишь, что при использовании манометра с уплотненным поршнем были достигнуты давления только до 20000—25000 *кгс/см²*.

Как показано в статье В. Н. Разумихина и В. А. Борзунова «Поршневые манометры высоких давлений», давление в 15000 *кгс/см²* удалось воспроизвести манометром с неуплотненным поршнем. Результаты работы позволяют с большой уверенностью рассчитывать и на дальнейшее повышение предела измерения такого манометра *. Несмотря на это, полное решение проблемы точного воспроизведения давления на механическом принципе, с нашей точки зрения, не сулит широких перспектив даже в границах уже освоенных практикой давлений, т. е. порядка 50000 *кгс/см²*. Тем меньшие основания рассчитывать на использование этого метода при еще более высоких давлениях, широкая будущность которых не вызывает сомнений.

По этим причинам уже несколько лет тому назад нами была выдвинута идея о воспроизведении сверхвысоких давлений на термодинамическом принципе. В основу метода положено явление плавления веществ под давлением. Как известно, давление, соответствующее равновесному состоянию твердой и жидкой фазы вещества, при вполне определенной температуре является величиной строго постоянной.

Обоснование идеи о термодинамической шкале давления, а равно первые пути практического решения задачи подробно изложены в работе [3]. В ней рассмотрены эмпирические способы, а кроме того, иллюстрированы некоторые возможности сочетания теоретических исследований совместно с дополнительными экспериментами.

Первый наиболее простой эмпирический способ осуществления термодинамической шкалы давления заключается в следующем. С помощью поршневого манометра тщательно изучается кривая плавления выбранного вещества и полученные результаты аппроксимируются эмпирическим уравнением, которое в последующем должно быть экстраполировано. Для подтверждения законности экстраполяции подробно исследуется сопротивление манганина от давления с применением поршневого манометра и полученные результаты для последующей экстраполяции также описываются эмпирическим уравнением. Затем два различных по физической природе явления совмещаются в одном эксперименте. По совпадению экстраполированных значений давлений с известной долей вероятности можно судить о справедливости эмпирического уравнения кривой плавления за пределами давлений, определяемых поршневым манометром.

Второй способ сводился к тому, что помимо основного вещества, с помощью поршневого манометра изучаются кривые плавления других подобных веществ, подобранных таким образом, чтобы на экстраполированных участках этих кривых имелись точки пересечения с кривой плавления основного вещества. Наличие точек пересечения должно быть экспериментально подтверждено.

В развитие этих идей в работе [4] была изучена кривая плавления ртути до 10000 *кгс/см²* и полученные данные аппроксимированы эмпирическим уравнением Симона в первоначально предложенной им форме с тремя константами [5]

$$\lg(p+a) = c\lg T + b \qquad (1)$$

Результаты измерений приведены в табл. 1. Они хорошо описываются

---

* Высказанное соображение подтвердилось созданием манометра на 20000 *кгс/см²*. (См. Жоховский М. К., Коняев Ю. С., Левченко В. Г., Журн. Приборы и техника эксперимента, № 3, 1959).

уравнением (1), в котором константы a, c и b получили следующие значения

$$\lg(p+37663)=1{,}21458\ \lg T+1{,}69765 \qquad (2)$$

Выбор для аппроксимации экспериментальных данных уравнения Симона (1) определялся, главным образом, универсальным характером этого уравнения, который мы приписывали тому, что, по-видимому, в константах уравнения скрыто содержатся общие закономерности, лежащие в основе процесса плавления под давлением. Как будет показано далее, это предположение полностью подтвердилось.

Экспериментальные данные и эмпирическое уравнение (2) обладают большой надежностью. Это видно из сопоставления их с последними исследованиями других авторов. Так, уравнение (2) хорошо согласуется с экспериментами Михелса [6], тщательно изучившего кривую плавления ртути до 3000 *кгс/см*², т. е. в интервале, не охваченном непосредственно нашими опытами. Расхождения оказались не больше тех, которые имели место при сравнении наших экспериментов с расчетными значениями по уравнению (2) (см. табл. 1). Равным образом, давление в точке плавления ртути при $t=0°$C, установленное нами в 7715 *кгс/см*², практически полностью совпало со значением (7719 *кгс/см*²), найденным для нее Джонсоном и Ньюхоллом [7].

Таблица 1

Температура, °К	Давление, *кгс/см*²		Разность между вычисленными и экспериментальными значениями, *кгс/см*²
	экспериментальные значения	вычисленные по уравнению (2)	
234,30	0	1	+ 1
254,74	4041	4029	−12
264,79	6047	6035	−12
273,165	7711	7719	+ 8
273,195	7722	7725	+ 3
276,76	8446	8446	0
278,44	8789	8785	− 4
278,81	8865	8860	− 5
281,32	9373	9370	− 3
283,37	9787	9786	− 1

Опираясь на уравнение (2) и используя первый из рассмотренных выше способов подтверждения экстраполяции, была экспериментально проверена кривая плавления ртути при давлениях несколько выше 20000 *кгс/см*² [8]. Давления, полученные экспериментально по трем манганиновым манометрам и вычисленные по уравнению (2) при заданных температурах опыта, приведены в табл. 2. Если даже допустить, что расхождения в 0,4—0,8% явились результатом ненадежности экстраполяции, то и в этом случае осуществление термодинамической шкалы первого приближения в мало изученном интервале давлений (10000—20000) является прямым подтверждением перспективности основной идеи *.

Значительно большие возможности к обоснованию метода воспроизведения давления на термодинамическом принципе были получены в исследованиях теоретического характера, в основу которых положены опытные данные. Как уже отмечалось выше, в работе [3] этому роду

* В период нахождения сборника в печати были проведены новые исследования, в результате которых термодинамическая шкала была расширена до 25000 *кгс/см*² с достоверностью порядка 0,5%. (См. Жоховский М. К., Разумихин В. Н., Золотых Е. В., Бурова Л. Л., Журн. Измерительная техника, № 11, 1959).

Таблица 2

Номера примененных манганиновых манометров	Температура	Давление, $кгс/см^2$		$p_в - p_э$	
	°K	Из опыта по манганиновому манометру $p_э$	Вычисленное по уравнению (2) кривой плавления ртути $p_в$	$кгс/см^2$	%
2	273,16	7677	7719	42	0,5
2	273,16	7714	7719	5	0,06
2	279,49	8967	8999	32	0,4
1	283,20	9745	9751	6	0,06
1	283,22	9746	9756	11	0,1
2	283,22	9717	9756	39	0,4
2	285,23	10124	10166	42	0,4
1	288,11	10729	10746	17	0,2
1	288,18	10743	10766	23	0,2
2	288,22	10694	10772	78	0,7
2	290,28	11122	11196	74	0,7
2	293,38	11752	11829	77	0,7
2	295,45	12106	12256	150	1,2
1	295,53	12267	12270	3	0,03
2	298,30	12769	12839	70	0,5
2	301,34	13387	13466	79	0,6
2	303,35	13771	13879	108	0,8
2	306,83	14467	14600	133	0,9
1	306,97	14631	14628	—3	0,02
2	308,31	14745	14905	160	1,1
1	311,43	15527	15552	25	0,2
2	311,69	15493	15607	114	0,7
2	313,31	15807	15942	135	0,8
2	313,39	15849	15960	111	0,7
2	316,42	16455	16591	136	0,8
2	318,28	16847	16977	130	0,8
3	321,33	17507	17613	106	0,6
2	321,40	17482	17628	146	0,8
3	321,54	17509	17658	149	0,8
2	323,85	17994	18141	147	0,8
3	326,48	18550	18691	141	0,75
2	328,81	19020	19179	159	0,8
3	330,86	19451	19611	160	0,8
2	334,23	20123	20323	200	1,0
2	336,58	20687	20817	130	0,6

исследований при решении поставленной проблемы отводилось должное место. В развитие этой мысли там же были предложены два полуэмпирических уравнения кривой плавления, удовлетворительно отражающие опытные данные для некоторых веществ. В частности, было показано удовлетворительное совпадение для ртути до 10000 $кгс/см^2$ и сероуглерода до 35000 $кгс/см^2$.

В последующей работе [9] изложены результаты исследований*, имеющие характер общих закономерностей, свойственных процессу плавления веществ под давлением. Опираясь на опытные данные и вводя в качестве характерного параметра исследуемого процесса удельную энергию плавления $\frac{\lambda}{\Delta V}$ (λ—теплота плавления и ΔV—изменение объема фаз), было показано, что:

а) логарифм удельной энергии плавления $\ln \frac{\lambda}{\Delta V}$ линейно зависит от логарифма температуры $\ln T$.

* Эти исследования выполнены автором в лаборатории физики сверхвысоких давлений АН СССР.

б) удельная энергия плавления $\frac{\lambda}{\Delta V}$ является линейной функцией давления p,

в) угол наклона прямых, определяемых зависимостями *а* и *б*, численно равен константе c эмпирического уравнения Симона [10]

$$\frac{a+p}{a}=\left(\frac{T}{T_0}\right)^c, \tag{3}$$

в котором a и c константы, устанавливаемые для взятого вещества из опытных данных.

Основываясь на упомянутых выше закономерностях, были получены аналитические выражения для константы c в дифференциальной форме

$$c=\frac{d\left(\ln\frac{\lambda}{\Delta V}\right)}{d(\ln T)}, \tag{4}$$

$$c=\frac{d\left(\frac{\lambda}{\Delta V}\right)}{dp}. \tag{5}$$

После решения этих уравнений значения c принимают вид:

$$c=\frac{\ln\left(\frac{\lambda}{\Delta V}\cdot\frac{\Delta V_0}{\lambda_0}\right)}{\ln\frac{T}{T_0}}, \tag{6}$$

$$c=\frac{1}{p-p_0}\left[\frac{\lambda}{\Delta V}-\frac{\lambda_0}{\Delta V_0}\right]. \tag{7}$$

Далее было найдено уравнение кривой плавления

$$\frac{cp+\frac{\lambda_0}{\Delta V_0}}{\frac{\lambda_0}{\Delta V_0}}=\left(\frac{T}{T_0}\right)^c. \tag{8}$$

Легко видеть, что соотношение (8) представляет собой новый вид уравнения Симона (3), в котором прежняя константа a приняла вполне определенное значение и очевидный физический смысл. Новая константа $a_0=\frac{\lambda_0}{\Delta V_0}$ равна удельной энергии, затраченной на плавление в начальной (при атмосферном давлении) точке.

Из равенств (5) и (7) вытекает физическая сущность константы c как отношение приращения удельной энергии к приращению давления.

Линейный характер зависимостей $\ln\frac{\lambda}{\Delta V}$ от $\ln T$ и $\frac{\lambda}{\Delta V}$ от p, вытекающий из равенств (4) и (5), а равно постоянство значений c вдоль кривой плавления по уравнениям (6) и (7) были подтверждены на опытных данных Бриджмена [11], [12] в интервале давлений 1—12000 *кгс/см²* для большого числа различных веществ. Результаты воспроизведены на рис. 1—3 и в табл. 3 и 4.

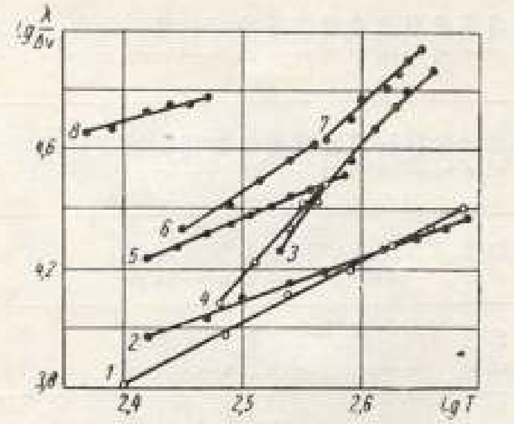


Рис. 1. Зависимость логарифма удельной энергии плавления от логарифма температуры в интервале давлений 1—12000 $кгс/см^2$ для различных веществ:

1—четыреххлористый углерод; *2*—четыреххлористый кремний; *3*—калий; *4*—цезий; *5*—хлороформ; *6*—двуокись углерода; *7*—натрий; *8*—ртуть

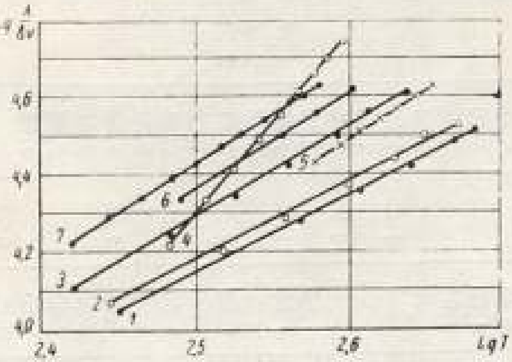


Рис. 2. Зависимость логарифма удельной энергии плавления от логарифма температуры в интервале давлений 1—12000 $кгс/см^2$ для различных веществ:

1—бромоформ; *2*—нитробензол; *3*—анилин; *4*—ортокрезол I; *5*—ортокрезол II; *6*—бромбензол; *7*—хлорбензол

Рис. 3. Зависимость удельной энергии плавления от давления до 12000 $кгс/см^2$ для различных веществ:

1—четыреххлористый кремний; *2*—четыреххлористый углерод; *3*—бромоформ; *4*—бензол; *5*—двуокись углерода; *6*—ртуть; *7*—ацетамид II; *8*—ортокрезол I; *9*—калий; *10*—натрий; *11*—ацетамид I; *12*—цезий; *13*—рубидий

Таблица 3

Вещество	Значения константы c, вычисленные по уравнению (6) для температур, соответствующих давлениям в $кгс/см^2$											Среднее значение константы c	Действительное значение константы c
	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	12000		
Натрий		3,49		3,46		3,44		3,45		3,46	3,47	3,46	3,55
Калий		4,97		4,80		4,72		4,71		4,73	4,70	4,77	4,66
Цезий	4,85	4,64	4,62	4,55								4,67	4,75
Ртуть		1,18		1,19		1,20		1,22		1,21	1,19	1,20	1,22
Четыреххлористый кремний			1,56	1,53	1,52	1,52	1,51	1,51	1,51	1,50	1,50[4]	1,52	1,50
Двуокись углерода						2,59		2,64		2,74	2,63	2,65	2,64
Четыреххлористый углерод		2,04[1]	2,05		2,05[2]	2,06		2,07[3]	2,06			2,06	2,08
Бромоформ		1,97		1,95		1,95		1,97		1,97	1,97[4]	1,96	1,94
Хлороформ				1,66	1,68	1,68	1,68	1,69	1,69	1,69	1,69	1,68	1,69
Бромбензол						2,46	2,46	2,46		2,47	2,44	2,46	2,42
Хлорбензол			2,52	2,52	2,51	2,51	2,51	2,51	2,51	2,50	2,50	2,51	2,50
Нитробензол		1,71		1,98		1,92		1,99		2,06	1,98[4]	1,94	1,97
Бензол		2,61		2,49		2,34		2,50		2,49	2,49[4]	2,49	2,49
Анилин		2,32		2,32		2,38		2,33		2,43	2,33	2,35	2,33
Ортокрезол 1	4,61	4,60	4,62	4,64	4,65	4,67	4,68	4,69				4,64	4,69
Паратолуидин		2,15		2,04		2,01		2,02				2,05	2,00
Дифениламин		2,45		2,43		2,44		2,45				2,44	2,44
Бензофенон		2,40		2,35		2,35		2,35				2,36	2,35
Ацетамид 1	9,30	8,98	8,78	8,72	8,78							8,91	8,75
Азот	1,64	1,69	1,75	1,76	1,74	1,72						1,72	1,79
Аргон	1,51	1,52	1,53	1,56	1,58	1,59						1,55	1,63

Примечание. (1) при $p = 1500$ $кгс/см^2$, (2) при $p = 4500$ $кгс/см^2$, (3) при $p = 7500$ $кгс/см^2$, (4) при $p = 11000$ $кгс/см^2$.

Таблица 4

Вещество	Значения константы c, вычисленные по уравнению (7) для давления в $кгс/см^2$											Среднее значение константы c	Действительное значение константы c
	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	12000		
Натрий		3,54		3,55		3,54		3,55		3,55	3,55	3,55	3,55
Калий		4,69		4,69		4,68		4,69		4,68	4,68	4,68	4,68
Цезий	4,72	4,77	4,76	4,64								4,72	4,75
Ртуть		1,24		1,19		1,22		1,23		1,22	1,21	1,22	1,22
Четыреххлористый кремний			1,51	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50	1,50 (4)	1,50	1,50
Двуокись углерода						2,64		2,64		2,64	2,64	2,64	2,64
Четыреххлористый углерод		2,09 (1)	2,09		2,08 (2)	2,08		2,08 (3)	2,07			2,08	2,08
Бромоформ		1,93		1,94		1,94		1,94		1,94	1,94 (4)	1,94	1,94
Хлороформ				1,68	1,69	1,69	1,69	1,69	1,69	1,69	1,69	1,69	1,69
Бромбензол						2,42		2,42		2,42	2,42	2,42	2,42
Хлорбензол			2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,50	2,49	2,50	2,50
Нитробензол		1,97		1,97		1,97		1,97		1,97	1,97 (4)	1,97	1,97
Бензол		2,46		2,49		2,35		2,49		2,49	2,49 (4)	2,46	2,49
Анилин		2,31		2,33		2,33		2,33		2,33	2,33	2,33	2,33
Ортокрезол 1	4,68	4,69	4,69	4,69	4,69	4,69	4,69	4,69				4,69	4,69
Паратолуидин		2,00		2,00		2,00		2,00				2,00	2,00
Дифениламин		2,44		2,44		2,45		2,45				2,45	2,44
Бензофенон		2,35		2,35		2,35		2,35				2,35	2,35
Ацетамид 1	8,75	8,75	8,75	8,75	8,75							8,75	8,75
Азот	1,64	1,70	1,76	1,78	1,75	1,75						1,73	1,79
Аргон	1,52	1,52	1,53	1,57	1,60	1,64						1,56	1,63

Примечание. (1) при $p = 1500$ $кгс/см^2$; (2) при $p = 4500$ $кгс/см^2$; (3) при $p = 7500$ $кгс/см^2$; (4) при $p = 11000$ $кгс/см^2$.

Соотношения (4)—(8) можно получить, пользуясь и другими соображениями, о чем в работе [9] было лишь упомянуто. Воспользуемся уравнением Симона (3) и разрешим его относительно p. Имеем:

$$p = a\left(\frac{T}{T_0}\right)^c - a. \qquad (9)$$

Найдем из равенства (9) $\frac{dp}{dT}$, что дает

$$\frac{dp}{dT} = ca\frac{T^{c-1}}{T_0^c}. \qquad (10)$$

Так как уравнение Симона (3) хорошо отображает экспериментальные кривые для всех обследованных веществ, то выражение производной из равенства (10) остается действительным для любой точки кривой плавления при заданной температуре T. Запишем в соответствии с уравнением (10) значение производной для начальной точки, т. е. при p_0 и T_0. Оно выразится так:

$$\left[\frac{dp}{dT}\right]_{p_0, T_0} = \frac{ac}{T_0}. \qquad (11)$$

Воспользуемся теперь уравнением Клапейрона-Клаузиуса

$$\frac{dp}{dT} = \frac{\lambda}{\Delta V\, T}, \qquad (12)$$

которое справедливо для любой точки кривой плавления, и запишем его для начальной точки, т. е. при $\lambda = \lambda_0$, $\Delta V = \Delta V_0$ и $T = T_0$. Имеем

$$\left[\frac{dp}{dT}\right]_{p_0, T_0} = \frac{\lambda_0}{\Delta V_0\, T_0}. \qquad (13)$$

Сравнивая значения производных из равенств (10) и (12) и соответственно из (11) и (13), получим:

$$\frac{\lambda}{\Delta V} = ca\left(\frac{T}{T_0}\right)^c \qquad (14)$$

и

$$\frac{\lambda_0}{\Delta V_0} = ca. \qquad (15)$$

Взяв отношение уравнений (14) и (15), найдем

$$\frac{\lambda}{\Delta V}\,\frac{\Delta V_0}{\lambda_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^c, \qquad (16)$$

откуда логарифмированием придем к прежнему выражению для константы c, т. е.

$$c = \frac{\ln\left(\frac{\lambda}{\Delta V}\,\frac{\Delta V_0}{\lambda_0}\right)}{\ln\frac{T}{T_0}}.$$

Теперь из последнего выражения найдем $\frac{d\left(\frac{\lambda}{\Delta V}\right)}{dT}$, что дает

$$\frac{d\left(\frac{\lambda}{\Delta V}\right)}{\frac{\lambda}{\Delta V}}=c\frac{dT}{T}, \tag{17}$$

а далее, как и в работе (9), получим все остальные соотношения. Заменяя в равенстве (17) $\frac{dT}{T}$ его значением из уравнения (12), найдем

$$\frac{d\left(\frac{\lambda}{\Delta V}\right)}{dp}=c.$$

Решение этого уравнения с начальными условиями в точке $\frac{\lambda}{\Delta V}=\frac{\lambda_0}{\Delta V_0}$ и $p=p_0$ дает выражение для c соответственно равенству (7). Исключение $\frac{\lambda}{\Delta V}$ из равенств (6) и (7) приводит к уравнению кривой плавления (8), в котором p_0 отброшено вследствие малости по сравнению с p.

Таким образом, проблема осуществления термодинамической шкалы давления в принципиальном отношении получает полное решение, если приведенные выше закономерности процесса плавления сохраняются неизменными в интервале заданного для шкалы давления. В этом случае уравнение кривой плавления (8) в сущности и воспроизводит аналитически шкалу давлений, т. е. дает p в зависимости от T. Для практического использования уравнения (8) остается экспериментально определить λ_0 и ΔV_0 и найти значение константы c для выбранного вещества. Последнее может быть вычислено из начального участка кривой плавления, полученного с помощью поршневого манометра. Равным образом c может быть определено и из уравнений (6) и (7), если при этом удельная энергия $\frac{\lambda}{\Delta V}$ будет вычислена через $\frac{dp}{dT}$ из найденного участка кривой плавления по уравнению Клапейрона-Клаузиуса, или же, если λ и ΔV будут непосредственно экспериментально определены.

Вопрос о постоянстве константы c в области очень высоких давлений подробно рассмотрен в работе [9], основываясь на опытных данных Бриджмена [13], определившего кривые плавления и другие термодинамические параметры различных органических соединений в интервале 10000—40000 *кгс/см²*. Для наших целей были использованы результаты экспериментов Бриджмена для следующих веществ: этилового спирта, бутилового спирта, бромистого этила, бромистого пропила, сероуглерода, хлористого метилена, хлороформа и хлорбензола. Обработка опытных данных показала, что и при значительно возросшем давлении линейный характер зависимостей $\ln\frac{\lambda}{\Delta V}$ от $\ln T$, а равно $\frac{\lambda}{\Delta V}$ от p полностью сохраняется. На рис. 4 и 5 приведены соответствующие кривые для упомянутых выше веществ.

Значения константы c, вычисленные по уравнениям (6) и (7), вдоль кривой плавления в общем остаются постоянными, но не с такой надежностью (см. табл. 5), как это имело место в опытах до 12000 *кгс/см²*.

Обнаруженные уклонения носят для всех обследованных веществ случайный характер и определяются не нарушением самих закономерностей при расширении интервала давления, а влиянием ошибок эксперимента.

Приведенные материалы и высказанные в работе [9] соображения уже теперь дают достаточные основания надеяться на постоянство кон-

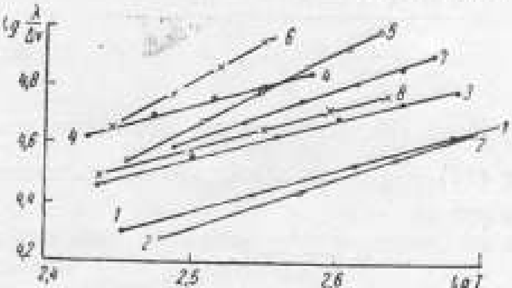


Рис. 4. Зависимость логарифма удельной энергии плавления от логарифма температуры в интервале давлений 10000—40000 $кгс/см^2$ для различных веществ:

1—хлороформ; *2*—хлорбензол II; *3*—сероуглерод; *4*—этиловый спирт; *5*—бутиловый спирт; *6*—бромистый этил; *7*—бромистый пропил; *8*—хлористый метилен

станты c при давлениях порядка 50000 $кгс/см^2$, что существенно расширяет границу термодинамической шкалы давлений. Однако, для полной уверенности необходимо поставить специальные работы по экспериментальной проверке ее постоянства. В этом отношении особую ценность приобретает соотношение (6). Основываясь на этом выражении константы, представляется возможным применить такую методику определения λ и ΔV, в которой манометр служил бы лишь чувствительным индикатором достигнутого равновесного состояния (что не представ-

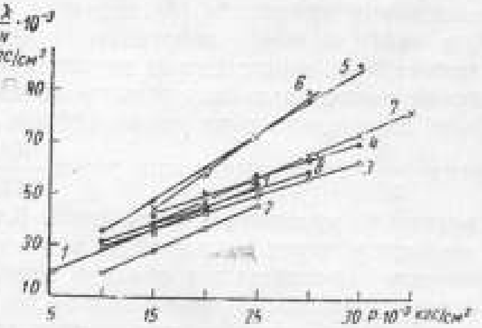


Рис. 5. Зависимость удельной энергии плавления от давления в интервале 5000—40000 $кгс/см^2$ для различных веществ:

1—хлороформ; *2*—хлорбензол II; *3*—сероуглерод; *4*—этиловый спирт; *5*—бутиловый спирт; *6*—бромистый этил; *7*—бромистый пропил; *8*—хлористый метилен

ляет затруднений), а измерению подлежали бы исследуемый параметр (λ и ΔV) и температура. Следует отметить, что непосредственное экспериментальное определение теплоты вдоль кривой плавления может на практике привести к значительным затруднениям, так как до сих пор отсутствуют опробированные методы таких определений. Несмотря на сделанную оговорку, вскрытые закономерности процесса плавления под давлением и их подтверждение на многочисленном опытном материале служит залогом успешного решения задачи воспроизведения термодинамической шкалы в область все более высоких давлений.

С этой точки зрения, уравнение кривой плавления (8), по сравнению с другими эмпирическими уравнениями, может рассматриваться достаточно надежной основой такой шкалы. Содержащиеся в нем константы получили физическое истолкование и аналитически выражены через параметры плавления. Благодаря этому, появились новые возможности к обоснованию экстраполяции уравнения (8), которые и будут использованы для практического воплощения термодинамической

Таблица 5

Вещество*	№ уравнения	Значение константы c для давлений, $кгс/см^2$							Среднее значение константы c	Действительное значение константы c
		10000	15000	20000	25000	30000	35000	40000		
Хлороформ	6	1,50	1,46	1,58	1,63				1,54	1,56
	7	1,49	1,53	1,60	1,67				1,57	
Хлорбензол-II	6		1,80	1,80	1,80				1,80	1,79
	7		1,80	1,81	1,80				1,80	
Сероуглерод	6		1,52	1,44	1,43	1,41	1,40		1,44	1,40
	7		1,53	1,45	1,43	1,41	1,40		1,44	
Этиловый спирт	6			1,81	1,65	1,53	1,48		1,62	1,47
	7			1,76	1,62	1,50	1,44		1,58	
Бутиловый спирт	6		2,41	2,54	2,51	2,54	2,60		2,52	2,62
	7		2,42	2,55	2,52	2,55	2,66		2,54	
Бромистый этил	6			2,55	2,83	2,95			2,78	2,93
	7			2,58	2,86	3,06			2,83	
Бромистый пропил	6			1,79	1,83	1,83	1,80	1,79	1,81	1,75
	7			1,77	1,80	1,82	1,80	1,77	1,79	
Хлористый метилен	6		1,48	1,47	1,45	1,43			1,46	1,42
	7		1,46	1,46	1,45	1,42			1,45	

шкалы в интервале давлений, значительно превосходящем уже достигнутый предел в 20000 $кгс/см^2$.

Что касается последнего предела, то выполненными до сих пор работами [4] и [8] термодинамическая шкала давлений первого приближения установлена. Ее достоверность в интервале 10000—20000 $кгс/см^2$ оценивается в 0,4—0,8%. Разработанная аппаратура и метод определения равновесного состояния, подробно рассмотренные в упомянутых исследованиях, обеспечивают использование установленной шкалы для практических целей. Преимущество такой шкалы в сравнении с другими предложениями очевидно. Используется одно вещество и единая аппаратура во всем интервале давлений. Вместо двух-трех реперных точек для градуировки можно использовать любое их количество, меняя температурный интервал. Величина равновесного давления при выбранной температуре вычисляется по уравнению (2).

ЛИТЕРАТУРА

1. Бриджмен П. В. Новейшие работы в области физики высоких давлений, Гос. изд. иностран. лит., 1948.
2. Ebert H., Zeitschr. für angew Phys. B. 1, H. 7, 1949.
3. Жоховский М. К. Журн. Измерительная техника, № 2, 1957.
4. Жоховский М. К. Журн. Измерительная техника, № 5, 1955.
5. Simon F., Glatzel G., Z. f. anorg. allgem. Chemie, 178, 309, 1928.
6. Michels A., Wassenaar T., Blaisse B., Physica, 9. № 6, 1942.
7. Jonson D. P., Newholl D. H., Trans. ASME 75, № 3, 1953.
8. Жоховский М. К., Разумихин В. Н. Журн. Измерительная техника, № 4, 1957.
9. Жоховский М. К. Журн. Измерительная техника, № 2, 1958.
10. Simon F., Trans. Farad. Soc. 33, 65, 1937.
11. Бриджмен П. В. Физика высоких давлений, ОНТИ, 1935.
12. Бриджмен П. В., Proc. Am. Acad. Arts Sci, 70, 1, 1935.
13. Бриджмен П. В., Proc. Am. Acad. Arts Sci, 74, 12, 1942.

ИССЛЕДОВАНИЯ ФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЖИДКОСТЕЙ

Е. В. Золотых

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ ВЯЗКОСТИ ЖИДКОСТЕЙ ОТ ДАВЛЕНИЯ ДО 5000 *кгс/см²*

Методы измерения вязкости жидкостей при высоком давлении аналогичны методам, применяемым при атмосферном давлении. Однако особые условия измерения, создаваемые действием высоких давлений, вызывают необходимость прибегать к специальным конструкциям приборов и учитывать ряд дополнительных поправок.

Общеизвестные методы измерения вязкости основаны либо на измерении в определенных условиях скорости движения испытуемой жидкости, либо скорости движения в ней твердых тел. Их можно условно разделить на абсолютные — метод истечения испытуемой жидкости через капилляр, метод падающего шарика и метод концентрических цилиндров, и относительные — метод катящегося шарика и метод падающего груза цилиндрической формы.

Для вискозиметров, основанных на абсолютных методах измерений, разработана теория, устанавливающая зависимость вязкости от параметров прибора и свойств жидкости. Это обстоятельство позволяет достаточно надежно определить поправки на действие высоких давлений расчетным путем. Относительные вискозиметры требуют предварительной градуировки, теория их не разработана и введение поправок на деформацию связано с большими экспериментальными трудностями.

Несмотря на это казалось бы явное преимущество абсолютных методов по сравнению с относительными, в практике вискозиметрии при высоких давлениях в основном нашли применение последние.

Причина малого распространения ротационных вискозиметров при высоких давлениях кроется, главным образом, в сложности их конструкции [1]. По этой же причине они мало используются и при атмосферном давлении.

Капиллярные вискозиметры довольно широко применяются при давлениях порядка 100—1000 *кгс/см²*, когда возможно использование стеклянных капилляров [2—7]. Дальнейшее повышение давления связано с необходимостью применения металлических капилляров, а следовательно, и с введением сигнальных устройств, усложняющих конструкцию и понижающих точность прибора. Поэтому при более высоких давлениях эти вискозиметры использовались в единичных случаях [8].

Верхний предел давлений, достигнутых в капиллярных и ротационных вискозиметрах, составляет 3000 *кгс/см²*.

Применение вискозиметров со свободно падающим шариком для абсолютных измерений сопряжено с существенными трудностями из-за больших скоростей его падения. В чистом виде этим методом обычно пользуются при атмосферном давлении и для относительно вязких жидкостей.

Для уменьшения скорости падения шарика в вискозиметрах высокого давления некоторые исследователи прибегали к использованию малого зазора между шариком и трубкой [9] или снабжали шарик противовесом, подвешенным на тонкой нити [10]. И в том и в другом случае приходим в сущности к относительному методу измерения. Неопределенность поправок на деформацию и большое по абсолютной величине их значение (подробнее об этом будет сказано далее) ограничивают возможность применения первого из указанных вискозиметров областью малых давлений. Влияние деформаций для вискозиметра с противовесом ничтожно ввиду малой величины падающего шарика по сравнению с диаметром канала, но наличие подвеса вносит искажение в картину обтекания шарика и приводит к нарушению пропорциональной зависимости между временем его падения и вязкостью (в пределах 5—10%).

В практике вискозиметрии при высоких давлениях в подавляющем большинстве использовались вискозиметры, основанные на методах катящегося шарика и падающего груза цилиндрической формы. Причина широкого применения этих вискозиметров заключается в сравнительной простоте конструкции и возможности охвата очень большого диапазона вязкостей путем простой смены диаметров груза и шарика.

В вискозиметре с катящимся шариком [11—17] мерой вязкости служит время качения шарика по стенке наклонной трубки, заполненной испытуемой жидкостью; в вискозиметре с падающим грузом [18—20] вязкость определяется по времени падения цилиндрического груза. Для повторения отсчета оба вискозиметра имеют возможность поворачиваться на 180°. Наибольший предел давлений, достигнутых при измерении вязкости вискозиметром с катящимся шариком не превышает 4000 *кгс/см²*, с цилиндрическим грузом — 12 000 *кгс/см²*.

Необходимо несколько подробнее остановиться на вопросе о поправках на деформацию вискозиметров с катящимся шариком и цилиндрическим грузом, так как все авторы, применявшие эти вискозиметры [11—20] (исключение составляет работа [16]), не придают им серьезного значения, а между тем поправки здесь могут достигать весьма существенной величины, особенно в тех случаях, когда используется малая щель между стенками камеры и падающим телом.

Влияние деформаций в этих приборах может быть оценено лишь на основании тщательного экспериментального исследования, в результате которого должна быть определена зависимость величины константы от ширины щели. Подобное исследование, проведенное авторами [16] для вискозиметра с катящимся шариком, показало, что уже при давлении 1000 *кгс/см²* в значение вязкости, измеренное самым большим шариком в их вискозиметре, необходимо внести поправку в 4%. Очевидно, что при дальнейшем повышении предела давлений поправка достигнет существенной величины.

Величину поправки к вискозиметру с падающим грузом можно оценить, основываясь на приближенном соотношении, предложенном для определения вязкости в таком вискозиметре Лавачеком [6, стр. 29]

$$\eta = \frac{V(\sigma-\rho)g}{2\pi l v_0} \cdot \frac{\delta^3}{3a^3},$$

где

V, l, a, v_0 — объем, длина, радиус и скорость груза,

σ — плотность материала, из которого выполнен груз,

ρ — плотность жидкости,

δ — ширина зазора между стенками камеры и падающим грузом.

Для примерной оценки изменения зазора δ, вызываемого лишь деформацией стенок камеры вискозиметра, воспользуемся известным уравнением:

$$\Delta\delta = \frac{D_0 p}{2E}\left(\frac{D_1^2+D_0^2}{D_1^2-D_0^2}+\mu\right), \qquad (1)$$

где

D_0 — внутренний, а D_1 — внешний диаметр камеры вискозиметра, E и μ — модуль упругости и коэффициент Пуассона.

Действительная величина $\Delta\delta$ будет больше, так как добавится уменьшение диаметра груза.

Подстановка в формулу (1) соответствующих вискозиметру Бриджмена значений $D_0 = 0{,}6$ *см*; $E = 2 \cdot 10^6$ *кгс/см*^{2}; $\mu = 0{,}3$ $\dfrac{D_1^2+D_0^2}{D_1^2-D_0^2} \simeq 1$; $p = 12\,000$ *кгс/см*^{2} приводит к $\Delta\delta = 0{,}023$ *мм*. Следовательно, начальный зазор, равный 0,125 *мм*, при $p = 12\,000$ *кгс/см*^{2} изменится до 0,148 *мм*, а скорость опускания груза возрастет в 1,67 раза, и поправка составит 67%.

Бриджмен [18, стр. 342] исходя из ошибочного предположения, что время падения груза пропорционально квадрату его линейных размеров, не учитывал влияния изменения зазора и считал, что поправка на деформацию при 12 000 *кгс/см*^{2} составляет всего 0,46%.

Подтверждением весьма существенного влияния погрешностей, возникающих в вискозиметрах при высоких давлениях, может служить сопоставление результатов Бриджмена с данными Фауста, применявшего капиллярный вискозиметр [18, стр. 351]. Расхождение достигает 50% уже при давлении 3000 *кгс/см*^{2}.

Изложенное показывает, что распространенные типы вискозиметров высокого давления обладают рядом недостатков, исключающих возможность их применения при измерениях, требующих высокой точности.

Нами был применен вискозиметр, основанный на методе падающего шарика малого диаметра с визуальным наблюдением за его падением через смотровые окна. Способ визуального наблюдения позволяет использовать шарики очень малых размеров, в результате чего вискозиметр может быть применен для абсолютных измерений и для сравнительно маловязких жидкостей. В этом методе поправка, вызываемая действием высоких давлений, мала по величине и надежно определяется расчетным путем и потому можно ожидать большую точность измерений как в области малых, так и больших давлений.

Описание вискозиметра

В работах [21—22] приведено подробное описание вискозиметра и конструкции смотровых окон, поэтому ограничимся лишь кратким описанием схемы прибора, представленной на рис. 1.

Корпус вискозиметра *1* снабжен осевым цилиндрическим каналом *2* диаметром в 30 *мм*. Этот канал на концах переходит в конус, и далее сужается до 6 *мм*. В узкие каналы вставляются капиллярные трубки *3*, и вся внутренняя полость вискозиметра заполняется испытуемой жидкостью, в которой падает шарик. Диаметры шариков, в зависимости от начальной вязкости жидкости, лежат в пределах от 0,6 до 5 *мм*.

Для поддержания заданной температуры испытуемой жидкости вискозиметр заключен в термостатную ванну *4*. Вместе с ванной он имеет возможность поворачиваться на 180° на шарикоподшипниках *5*, смонтированных в вертикальных стойках *6*. Для установки по отвесу основание вискозиметра снабжается регулируемыми винтами, а фиксирование вертикального положения осуществляется стопором *7*.

Осью вращения служат подводящие трубы *8*. На одной из них в гнездо *9* монтируется образцовый пружинный манометр на 5 000 *кгс/см*^{2}. Другая труба через вентиль *10* и гайку *11* соединяется с гидравлическим прессом. После создания нужного давления вискозиметр вентилем *10* отключается от пресса, гайка *11* ослабляется и вискозиметр можно поворачивать вокруг оси.

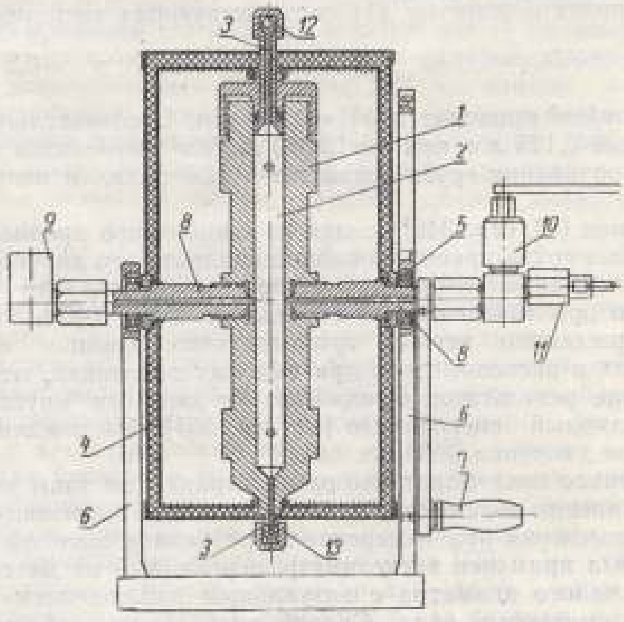


Рис. 1. Схематический разрез вискозиметра высокого давления

Рис. 2. Общий вид установки для измерения вязкости жидкостей под давлением (слева — мультипликатор для создания высокого давления, справа — термостат с принудительной циркуляцией, в центре — вискозиметр с пружинным манометром)

Диаметр сменных капиллярных трубок *3* на 1—2 *мм* больше диаметра шариков. Эти трубки задерживают шарик при повороте вискозиметра, а также обеспечивают ему осевое падение.

Уплотнение концов канала вискозиметра осуществляется посредством шариков *12*, поджимаемых гайкой *13*. Эти уплотнения выведены из термостата, что позволяет проводить промывку вискозиметра, заполнение его испытуемой жидкостью, а также замену капиллярных трубок и шариков, без разборки термостата.

Наблюдение за падающим шариком производится через две пары диаметрально расположенных смотровых окон, находящихся на расстоянии 300 *мм*. В каждой паре окон одно служит для наблюдения, а другое для подсвечивания канала вискозиметра. К смотровым окнам крепятся небольшие зеркальца и наблюдение за падающим шариком происходит под углом к оси смотрового окна.

Общий вид установки приведен на рис. 2.

Исследование вискозиметра

Как известно, для определения вязкости посредством вискозиметров с падающим шариком могут быть применены формулы Стокса—Ладенбурга

$$\eta = \frac{2}{9}\,\frac{(\sigma-\rho)\,g}{v}\,a^2\,\frac{1}{1+2{,}4\;\dfrac{d}{D}} \qquad (2)$$

или Осеена—Факсена

$$\eta = \frac{2}{9}\,\frac{(\sigma-\rho)\,g}{v}\,a^2\left[1-\frac{3}{16}Re-\frac{d}{D}L\left(\frac{D}{d}Re\right)+2{,}09\left(\frac{d}{D}\right)^3-0{,}95\left(\frac{d}{D}\right)^5+\ldots\right], \qquad (3)$$

где

η, ρ — соответственно вязкость и плотность испытуемой жидкости,

a, σ, v — радиус, плотность и скорость падающего шарика,

D — диаметр канала цилиндра,

$Re = \dfrac{vd\rho}{\eta}$ — число Рейнольдса,

L — некоторая функция аргумента $\dfrac{D}{d}Re$. Зависимость этой функции от $\dfrac{D}{d}Re$ [23] представлена в табл. 1.

Таблица 1

$\frac{D}{d}Re$	0	0,2	0,4	0,8	2,0	4,0	8,0	20,0
$L\left(\frac{D}{d}Re\right)$	2,104	2,07	2,03	1,96	1,76	1,48	1,04	0,46

Формулы (2) и (3) приближенны и справедливы лишь при условии выполнения некоторых ограничений, налагаемых на скорость падения шарика и линейные размеры прибора. Для определения границ, внутри которых эти формулы обеспечивают в нашем вискозиметре заданную точность, необходимо провести специальное его исследование. С этой целью были определены все параметры, входящие в формулы (2) — (3), и проведено сравнение значений вязкости нескольких жидкостей при атмосферном давлении на нашем вискозиметре, как на приборе для абсолютных измерений, с вязкостью, измеренной капиллярным вискозиметром.

Если употреблять вискозиметр с падающим шариком для относительных измерений, то вязкость определяется по формуле

$$\eta = C_i\,(\sigma-\rho)\,t, \tag{4}$$

где C_i — константа вискозиметра для данного шарика. Значение этой константы может быть определено по времени падения шарика t в жидкости известной вязкости $\eta_{кап}$ и плотности ρ

$$C_i = \frac{\eta_{кап}}{(\sigma-\rho)\,t}. \tag{5}$$

Формулы (2) и (3) по аналогии с формулой (4) можно записать в следующем виде:

$$\eta_L = C_L\,(\sigma-\rho)\,t, \tag{6}$$

$$\eta_F = C_F\,(\sigma-\rho)\,t, \tag{7}$$

$$C_L = \frac{2}{9}\,\frac{g}{S}\,a^2\,\frac{1}{1+2{,}4\,\dfrac{d}{D}}; \tag{8}$$

где

$$C_F = \frac{2}{9}\,\frac{g}{S}\,a^2\left[1-\frac{3}{16}Re-\frac{d}{D}L\left(\frac{D}{d}Re\right)+\right.$$

$$\left.+2{,}09\left(\frac{d}{D}\right)^3-0{,}95\left(\frac{d}{D}\right)^5+\ldots\right]. \tag{9}$$

В формулах (8) и (9) через S обозначено расстояние между центрами смотровых окон.

При проведении исследования сравнивались значения констант C_L и C_F с константой C_i, что, как видно из формул (5), (6) и (7), равнозначно сравнению вязкостей η_L и η_F с $\eta_{кап}$.

Для исследования применялись стальные шарики, параметры которых приведены в табл. 2.

Таблица 2

Номера шариков	d (*см*)	δ_d (%)	M (*г*)	δ_M (%)	σ (*г/см*^{3})	δ_σ (%)
1	0,0674	0,15	0,00128	0,8	7,98	0,8
2	0,0996	0,10	0,00408	0,25	7,89	0,3
3	0,1585	0,06	0,01630	0,06	7,80	0,1
4	0,3172	0,03	0,13072	0,008	7,823	0,05
5	0,5000	0,02	0,51080	0,002	7,802	0,03

Диаметр шариков d измерялся на вертикальном оптиметре при 10—15 различных положениях шарика с погрешностью, не превышающей 0,5 μ. Масса шариков M определялась на микровесах с точностью до 0,01 *мг*. Плотность σ вычислялась на основании данных о размерах и весе шариков. Через δ_d, δ_M и δ_σ обозначены максимальные возможные погрешности определения величин d, M и σ.

В качестве градуировочных жидкостей применялись масла, различные по природе и физическим свойствам: касторовое, МЗС, МС грозненское повышенной вязкости. Данные об этих жидкостях приведены в табл. 3.

Таблица 3

Номер жидкости	Наименование жидкости	Температура °С	$\eta_{кап}$ (пуазы)	ρ ($г/см^3$)
1	МС грозненское повышенной вязкости	20	12,89	0,892
2	МС грозненское повышенной вязкости	14	21,8	0,895
3	МЗС	20	6,7	0,886
4	МЗС	30	3,16	0,880
5	МЗС	14	10,88	0,890
6	Касторовое масло	14	17,6	0,966
7	Касторовое масло	20	10,43	0,960
8	Касторовое масло	30	4,79	0,952

Плотность жидкости ρ определялась на гидростатических весах, вязкость $\eta_{кап}$ — на капиллярном вискозиметре с висячим уровнем с погрешностью $\pm 0{,}5\%$.

Полученные из эксперимента данные для констант вискозиметра приведены в табл. 4.

Средние из найденных для каждого шарика значения C_i и максимальные величины среднеквадратичной погрешности их определения Δ_{lim} показаны в табл. 5. Из таблицы видно, что практически максимальная погрешность констант вискозиметра не превышает $\pm 1{,}4\%$.

Сравнивая теперь значения констант C_L и C_F с C_i можно ответить на вопрос о возможности применения вискозиметра для абсолютных измерений вязкости.

Как видно из табл. 4, характер отклонения C_L и C_F от C_i за исключением значений, отмеченных* и**, случаен по величине и по знаку. В подавляющем большинстве это отклонение менее 1,4%, т. е. практически лежит в пределах возможных случайных погрешностей экспериментального определения C_i. Случаи, отмеченные одной звездочкой, характеризуются большими числами Re, а двумя звездочками — большими отношениями $\frac{d}{D}$.

Из таблицы видно также, что применение формулы Стокса — Ладенбурга можно считать законным для первых трех шариков; при значениях $\frac{d}{D}$, превышающих 0,05, использование этой формулы может привести к значительным погрешностям. Формула Осеена — Факсена справедлива для всех примененных шариков вплоть до значений $Re = 0{,}267$. В двух случаях для $Re \cong 0{,}6$ и $Re \cong 0{,}8$ применение формулы (9) приводит к ошибкам, превышающим 3%. Учитывая малое количество опытов с числами Re, превосходящими 0,267, мы не можем указать четкой границы для этих чисел, после которой применение формулы Факсена становится нежелательным. Однако проведенное исследование гарантирует надежность применения вискозиметра для абсолютных измерений с использованием формулы (9) со всеми указанными шариками при условии, что числа Re не превышают 0,267. А так как с возрастанием давления значения чисел Re будут уменьшаться (повышение давления сильно увеличивает вязкость и уменьшает скорость шари-

Таблица 4

Сравнение констант вискозиметра

Номера шариков и значения d/D	Номера жидкости	t (сек.)	Re	C_i	C_L	C_F	ΔC_L %	ΔC_F %
1 $d/D=0,02247$	1	228	0,0006	0,007972	0,007997	0,008029	−0,3	−0,7
	2	329	0,0002	0,007845	0,007997	0,008029	−2,0	−2,3
	3	120	0,002	0,007875	0,007997	0,008026	−1,5	−1,9
	4	56,6	0,0097	0,007863	0,007997	0,008028	−1,7	−2,1
	5	191	0,0009	0,008035	0,007997	0,008028	+0,5	+0,1
	6	312,2	0,0004	0,008040	0,007997	0,008029	+0,5	+0,1
	7	186	0,0001	0,007986	0,007997	0,008028	−0,1	−0,5
	—	—	—	0,007945	0,007997	0,008028	−0,6	−1,0
2 $d/D=0,0332$	1	109	0,002	0,01689	0,01703	0,01707	−0,8	−1,0
	2	180,5	0,0007	0,01725	0,01703	0,01707	+1,3	+1,0
	3	56,0	0,007	0,01709	0,01703	0,01708	+0,3	0
	4	26,8	0,028	0,01682	0,01703	0,01706	−1,2	−1,4
	5	91,3	0,002	0,01702	0,01703	0,01707	0	−0,3
	6	146,0	0,001	0,01743	0,01703	0,01707	+2,3	+2,0
	7	87,6	0,003	0,01718	0,01703	0,01707	+0,9	+0,6
	—	—	—	0,01710	0,01703	0,01707	+0,4	+0,2
3 $d/D=0,05283$	1	44,8	0,0072	0,04153	0,04144	0,04146	+0,5	+0,4
	2	75,0	0,00255	0,04207	0,04144	0,04150	+1,5	+1,3
	3	23,3	0,0265	0,04161	0,04144	0,04150	+0,4	+0,3
	4	11,1	0,1169	0,04114	0,04144	0,04142	−0,7	−0,7
	5	37,7	0,0101	0,04176	0,04144	0,04152	+0,8	+0,6
	6	62,2	0,00411	0,04143	0,04144	0,04148	0	0
	7	36,9	0,0116	0,04132	0,04144	0,04152	−0,3	−0,5
	8	16,8	0,0552	0,04162	0,04144	0,04152	+0,4	+0,2
	—	—	—	0,04157	0,04144	0,04150	+0,4	+0,2
4 $d/D=0,1057$	1	12,7	0,0506	0,1465	0,1491**	0,1460	−1,9	+0,3
	2	21,4	0,0170	0,1460	0,1491**	0,1460	−2,2	0
	3	6,73	0,183	0,1427	0,1491**	0,1455	−4,6	−2,0
	4	3,21	0,8094*	0,1418	0,1491**	0,1368*	−5,2	+3,5
	5	10,8	0,0706	0,1454	0,1491**	0,1457	−2,5	−0,2
	6	17,7	0,0289	0,1452	0,1491**	0,1459	−2,7	−0,5
	7	10,4	0,0827	0,1462	0,1491**	0,1458	−2,0	+0,3
	—	—	—	0,1448	0,1491**	0,1458	−3,0**	−0,7
5 $d/D=0,1667$	1	6,17	0,165	0,3024	0,331**	0,3056	−9,5	−0,7
	2	10,2	0,0592	0,3094	0,331**	0,3045	−7,0	+1,6
	3	3,15	0,617*	0,3075	0,331**	0,2981*	−7,6	+3,0
	5	5,12	0,235	0,3074	0,331**	0,3042	−7,6	+1,0
	6	8,42	0,0998	0,3058	0,331**	0,3055	−8,2	+0,1
	7	5,07	0,267	0,3006	0,331**	0,3038	−10,0	−1,0
	—	—	—	0,3055	0,331**	0,3047	−8,3**	+0,26

ка), то формула (9) может быть применена практически для всех жидкостей, представляющих интерес в поставленном исследовании.

Выполненное исследование вискозиметра подтвердило также законность применения формулы (9) для вычисления поправок, вызванных деформациями при высоких давлениях. Принимая во внимание практическое совпадение формул (9) и (4), для простоты расчетов при определении вязкости мы пользовались формулой (4) и значениями констант C_i, полученными из относительных измерений.

Таблица 5

Номера шариков	C_i	$\Delta_{\lim}$	$\frac{\Delta_{\lim}}{C_i}\cdot 100\%$
1	0,00795	0,00009	1,0
2	0,0171	0,0002	1,4
3	0,0416	0,0003	1,0
4	0,145	0,002	1,4
5	0,306	0,003	1,0 .

Погрешность вискозиметра при атмосферном давлении в случае применения константы C_i на основании опытных данных может быть оценена в $\pm 2\%$.

При вычислении поправочного множителя на деформацию прибора $\frac{C_p}{C_0}$, не ограничивая общности, можно положить число $Re = 0$. Тогда из (9)

$$\frac{(C_F)_p}{(C_F)_0} = \frac{d_p^2}{d_0^2}\left[\frac{1-\frac{d_p}{D_p}\cdot 2,104+2,09\left(\frac{d_p}{D_p}\right)^3-0,95\left(\frac{d_p}{D_p}\right)^5+\ldots}{1-\frac{d_0}{D_0}\cdot 2,104+2,09\left(\frac{d_0}{D_0}\right)^3-0,95\left(\frac{d_0}{D_0}\right)^5+\ldots}\right]. \quad (10)$$

Исходя из общеизвестных формул теории упругости, диаметр d_p шарика определим, пользуясь формулой

$$d_p = \left\{\frac{6}{\pi}V_0\left[1-\frac{3p}{E}(1-2\mu)\right]\right\}^{1/3}, \quad (11)$$

а диаметр цилиндра D_p — формулой (1). В формуле (11) V_0 — объем шарика, а E и μ — соответственно модуль упругости и коэффициент поперечного сжатия. Для самого большого шарика, для которого есте-

Таблица 6

p	d_p	D_p	$\frac{d_p}{D_p}$	Π_p	$\frac{(\Pi_F)_p}{(\Pi_p)_0}$	$\left(\frac{d_p}{d_0}\right)^2$	$\frac{C_p}{C_0}$
0	0,5000	3,0000	0,16667	0,65889	1	1	1
1000	0,4999	3,0022	0,16652	0,65917	1,00042	0,9996	1,0008
2000	0,4998	3,0044	0,16635	0,65950	1,00092	0,9992	1,00012
3000	0,4997	3,0067	0,16620	0,65979	1,00136	0,9988	1,00016
4000	0,4996	3,0089	0,16605	0,66008	1,00180	0,9984	1,00020
5000	0,4995	3,0112	0,16588	0,66041	1,00230	0,9980	1,00030

ственно ожидать наибольших поправок, получены данные, приведенные в табл. 6. Здесь через $П_Р$ обозначена поправка Факсена, которой соответствует выражение формулы (10), заключенное в квадратные скобки.

Из таблицы видно, что максимальное изменение константы прибора при $p=5000$ *кгс/см²* составляет 0,03%. Для шариков меньшего диаметра и при меньших давлениях оно будет еще меньше. Таким образом, влиянием этой поправки можно пренебречь и определять вязкость при давлении по формуле

$$\eta_p = C_t\ (\sigma_p - \rho_p)\ t, \qquad (12)$$

где ρ_p и σ_p — плотность жидкости и шарика при соответствующем давлении.

Изменение плотности шарика тоже невелико, и максимальное его значение при $p=5000$ *кгс/см²* составляет всего 0,3%. Поправка на изменение плотности шарика в соответствии с (11) может быть рассчитана и введена в (12) по формуле (13):

$$\sigma_p = \frac{\sigma_0}{1-\dfrac{3p}{E}(1-2\mu)}. \qquad (13)$$

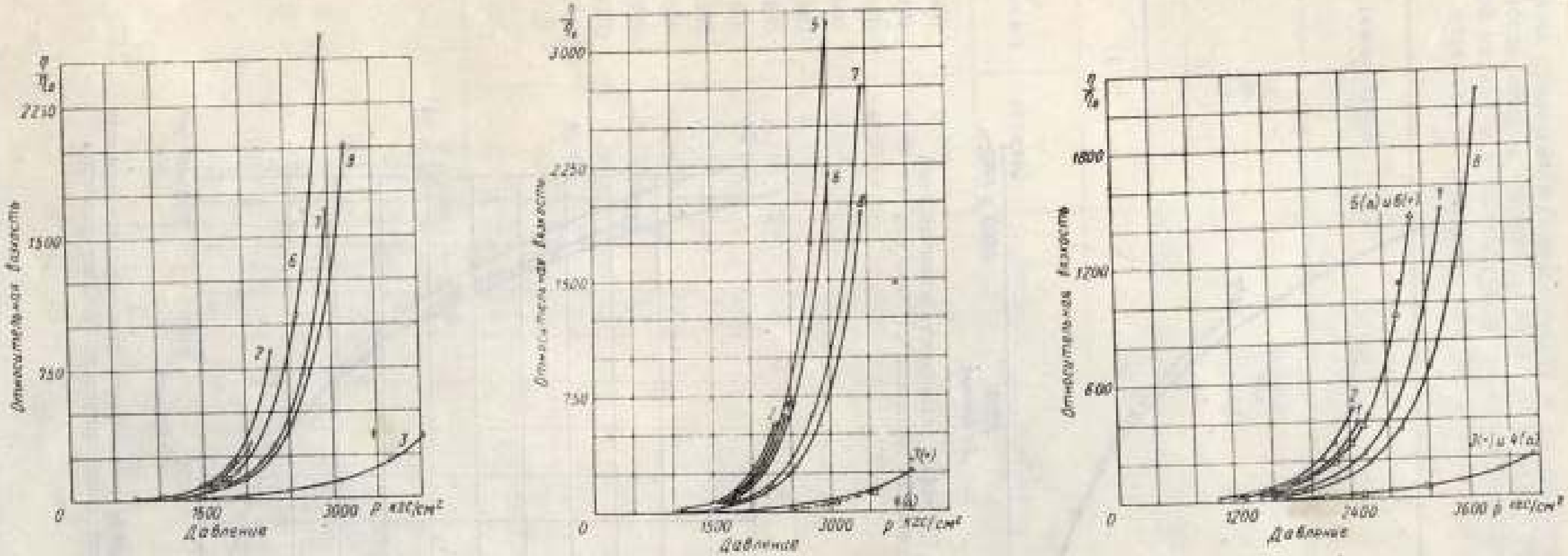
Введение поправок на изменение плотности ρ_p затруднено, поскольку сведения о сжимаемости жидкостей немногочисленны. Обычно для этой цели используют данные по сжимаемости жидкостей, близких по природе и уже кем-либо исследованных. Автор при исследовании вязкости минеральных масел экстраполировал данные для ρ_p других исследователей на температуры своих экспериментов. Величина погрешности в определении вязкости, вызванная упомянутой экстраполяцией, не превышает сотых долей процента.

Из изложенного очевидно, что систематические ошибки в определении вязкости жидкостей с помощью описанного вискозиметра при высоких давлениях малы и могут быть устранены введением соответствующих поправок. Таким образом, к найденной ранее погрешности прибора в 2,0%, при высоких давлениях добавятся только погрешности от измерения давления и температуры исследуемой жидкости, величины которых зависят от ошибок примененных приборов и от природы исследуемых жидкостей. Обработка результатов исследований показала, что предельная суммарная погрешность определений вязкости при давлениях 5000 *кгс/см²* не превышает ±5%. При этом давление определялось с погрешностью ±0,2%, а температура термостата поддерживалась с точностью ±0,1°С. При меньших давлениях погрешность определений вязкости уменьшается до ±2%.

Результаты измерений

Было проведено исследование глицерина, вазелинового, касторового и трансформаторного масла, а также масла МС грозненского повышенной и нормальной вязкости, турбинного Л, веретенного АУ и двух силиконов. Измерения проводились при 14°, 20° и 30°С. Для глицерина и вазелинового масла измерения проводились при 20° и 30°С, для одного из силиконов — при 14°, 20° и 35°С. На рис. 3—5 приведены графики зависимости вязкости от давления при различных температурах для всех исследованных жидкостей.

Принятая методика измерений была описана в работах [21—22]. Полученные табличные данные для всех жидкостей, кроме одного из силиконов, приведены в работе [24].



а б в

Рис. 3 а, б и в. Графики зависимости относительной вязкости различных масел от давления
а) при 14°C, б) при 20°C, в) при 30°C.
Обозначения масел:
1 — МС грозненское повышенной вязкости, 2 — МС грозненское нормальной вязкости; 3 — касторовое; 4 — силикон; 5 — вазелиновое; 6 — турбинное; 7 — веретенное; 8 — трансформаторное

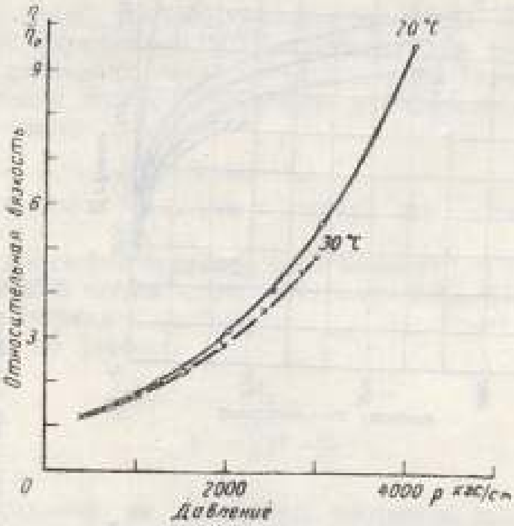


Рис. 4. График зависимости относительной вязкости глицерина от давления

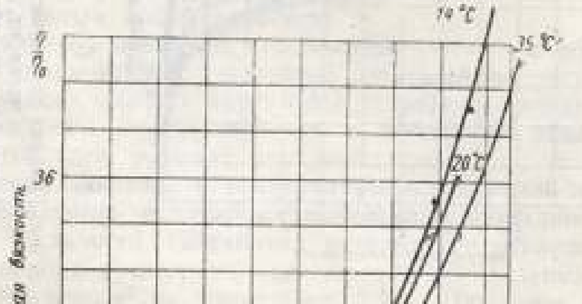


Рис. 5. График зависимости относительной вязкости полисиликоновой жидкости № 3 от давления

Ниже приводятся более поздние и не опубликованные ранее результаты исследования силикона № 3 (ВТУ МХП 2127—4а). Значения начальной вязкости и плотности жидкости приводятся в табл. 7, а зависимости вязкости от давления при различных температурах—в табл. 8.

Таблица 7

Температура °C	η (пуазы)	ρ ($г/см^3$)
15	0,2068	0,9660
20	0,1837	0,9625
38	0,1153	0,9473

Таблица 8

14 °C		20 °C		35 °C	
p ($кгс/см^2$)	η (пуазы)	p ($кгс/см^2$)	η (пуазы)	p ($кгс/см^2$)	η (пуазы)
300	0,420	260	0,350	700	0,420
420	0,467	420	0,432	1090	0,605
570	0,552	540	0,501	1310	0,744
690	0,629	610	0,513	1600	1,015
890	0,814	840	0,652	2070	1,43
1190	1,139	1020	0,814	2660	2,27
1450	1,647	1420	1,195	2990	2,93
2180	3,041	1740	1,61	3380	3,89
2500	4,027	2100	2,27	3910	5,73
2780	5,151	2500	3,55	—	—
3170	7,207	2700	3,88	—	—
3460	8,993	2870	4,44	—	—
—	—	3110	5,48	—	—
—	—	3380	6,65	—	—

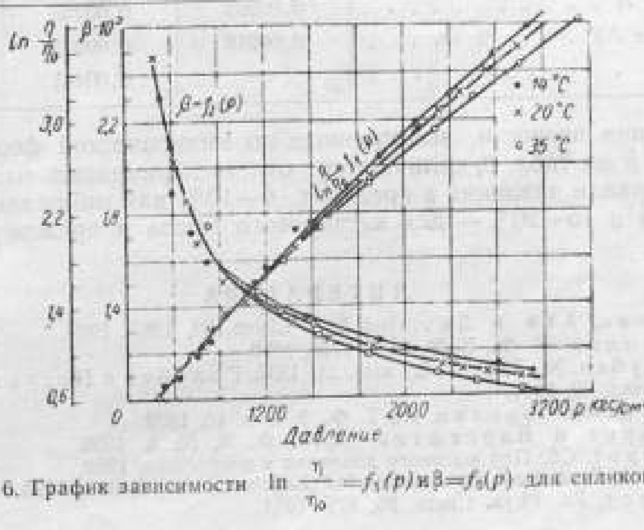


Рис. 6. График зависимости $\ln\frac{\eta}{\eta_0}=f_1(p)$ и $\beta=f_2(p)$ для силикона № 3

В соответствии с данными других исследований было найдено, что натуральный логарифм относительной вязкости $\ln \frac{\eta_p}{\eta_0}$ изменяется с изменением давления для всех жидкостей по закону, близкому к линейному.

Отклонения от линейности наблюдаются лишь для малых давлений. При этом для минеральных масел линейность выдерживается лучше, чем для других испытанных жидкостей; для касторового масла и силиконов наблюдается большое отклонение от линейного закона. Особенно велико это отклонение для силикона № 3 (рис. 6). При малых давлениях кривая зависимости $\ln \frac{\eta_p}{\eta_0} = f_1\ (p)$ этой жидкости получается более вогнутой к оси давлений, чем у других жидкостей. Угол наклона этой кривой $\beta = \frac{\ln \eta/\eta_0}{p}$ резко меняется. В связи с этим эмпирическая формула

$$\eta = \eta_0\ e^{\beta p}, \tag{14}$$

удовлетворяющая в первом приближении всем прежним экспериментальным данным, для силикона № 3 непригодна.

Величины пьезокоэффициентов β для всех жидкостей, кроме силикона № 3, приведены в табл. 9.

Таблица 9

Наименование жидкости	Значения коэффициента β при температуре °C		
	14	20	30
Глицерин	—	0,000552	0,000524
Касторовое масло	0,00149	0,00142	0,00131
Трансформаторное масло	0,00241	0,00221	0,00201
Вазелиновое масло	—	0,00269	0,00235
Масло грозненское МС повышенной вязкости	0,00284	0,00265	0,00242
Масло грозненское МС нормальной вязкости	0,00294	0,00277	0,00255
Турбинное Л	0,00269	0,00257	0,00236
Веретенное АУ	0,00248	0,00232	0,00214
Силикон	—	0,00141	0,00133

Значения вязкости, вычисленные по эмпирической формуле с применением β из табл. 9, отличаются от экспериментальных данных во всем интервале давлений в пределах 6—10% для минеральных масел и глицерина и 15—20% — для касторового масла и прежде испытанного силикона.

ЛИТЕРАТУРА

1. Томас, Хэм и Дау. Ind Eng. Chem. 39, 1267, 1939.
2. Копылов. Ж. Ф., X 24, № 9, 1128, 1950.
3. Голубев. Ж. Т. Ф., X. 8, вып. 21, 1932, Голубев и Петров. Справочная книга азотчика, 82, 1944.
4. Шугаев и Сорокин. Ж. Т. Ф., 9, вып. 10, 1939.
5. Тимрот и Варгафтик, Ж. Т. Ф., 9, № 6. 1939.
6. Тимрот. Сб. Пар высокого давления в энергетике, 1950.
7. Гайд. Proc Roy. Soc. of London Eng. ser., A. 97, 240, 1920.
8. Фауст. Zs. Phys. Chem. 86, 479, 1914.

9. Фоксен. Изв. ОТН АН СССР № 9, 1334, 1949.
10. Воларович. Изв. ОТН АН СССР, № 3, 49, 1940.
11. Герси и Шор. Mech Eng., 50, № 3, 221, 1928.
12. Дау. Appl. Phys., 8, 367, 1937.
13. Диберт, Дау, Финк, Appl. Phys., 10, 113, 1939.
14. Морган, Дау. Phys. Rev., 54, 312, 1938.
15. Дау, Фенске, Морган, Ind. Eng. Chem., 27, 1078, 1937.
16. Фритц и Вебер. angew. Chemie, 198, 123, 1947.
17. Кюсс. Kolloid. Zeitschr. 145, № 2, 112—114, 1956.
18. Бриджмен. Физика высоких давлений, ОНТИ, 1935.
19. Дау, Phye. Mag. 28, 403, 1939.
20. Брадбери, Марк, Клейншмидт, Trans. ASME, 667,1951.
21. Золотых. Труды МГИМИП, вып. 1, Механические измерения, 37, Машгиз, 1950.
22. Золотых. Вискозиметр высокого давления до 5000 *кгс/см*². Выпуск ВИНИТИ АН СССР «Приборы и стенды», 1955.
23. Барр. Вискозиметрия, ГОНТИ, 1938, 155.
24. Золотых. Журн. Измерительная техника, № 3, стр. 42, 1955.

В. Н. Разумахин

ГИДРОСТАТИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПЛОТНОСТИ ЖИДКОСТЕЙ ПРИ ДАВЛЕНИЯХ ДО 5000 *кгс/см²*

Данные о плотности или сжимаемости жидкостей при высоких давлениях представляют большой научный и практический интерес. В работах лаборатории эти сведения используются в исследованиях поршневых манометров, при определении вязкости жидкостей, в расчетах аппаратуры высоких давлений и других случаях.

При исследовании собственно сжимаемости жидкостей на практике получил наибольшее распространение пьезометрический метод с использованием капиллярного, сильфонного и поршневого пьезометров. Пьезометрический метод удобен в практическом отношении и способен обеспечить высокую степень точности при давлениях порядка сотен *кгс/см²*. При более высоких давлениях возникают серьезные осложнения, связанные с введением поправок на сжимаемость самих пьезометров. Точный расчет поправок крайне затруднителен, а, вместе с тем, по своей величине эти поправки достигают иногда 50% измеряемого эффекта.

Ограниченная точность пьезометрического метода при высоких давлениях, рассматриваемого в качестве абсолютного, выясняется из анализа его погрешностей и подтверждается сопоставлением результатов непосредственных измерений. Данные о сжимаемости одних и тех же жидкостей постоянного химического состава, полученные отдельными авторами по этому методу, различаются между собой более чем на 1%.

В настоящей работе рассматривается новый метод измерения плотности жидкости под давлением, разработанный автором по предложению М. К. Жоховского. Этот метод, основанный на гидростатическом принципе, обладает большой чувствительностью и в нем в значительной мере снижено влияние поправок от деформации. Теоретические основы метода показывают, что измерения плотности могут быть выполнены как абсолютным, так и относительным способами.

Принцип действия и теория прибора

Абсолютный способ. В предложенном методе измерения плотности жидкости в качестве чувствительного элемента используется весовое коромысло, нагруженное двумя телами разного объема, а дополнительное уравновешивание осуществляется при помощи грузиков разновеса.

Сущность методики измерения заключается в следующем. Коромысло весов, нагруженное двумя телами различных объемов, приводят в равновесие в испытуемой жидкости при начальной ее плотности, соответствующей атмосферному давлению. При повышении давления плотность жидкости изменяется, вследствие чего равновесие весов нарушается. Для восстановления равновесия коромысло нагружается дополнительным грузиком, масса которого и служит мерой изменения плотности жидкости. При измерении абсолютным способом необходимо аналитически установить зависимость между плотностью жидкости, параметрами весов и массой дополнительного грузика.

При относительном способе достаточно ограничиться градуировкой весов в жидкостях с известной плотностью, чем и устанавливается необходимая для измерений зависимость между плотностью и массой уравновешивающих грузиков.

Найдем упомянутые зависимости в общем виде для абсолютного способа измерения.

Возьмем коромысло весов произвольной формы, на концах которого подвешены тела разного объема V_1 и V_2 и найдем условия его равновесия в жидкости для четырех случаев:

1) Ненагруженное коромысло при атмосферном давлении.

2) Ненагруженное коромысло в жидкости под давлением.

3) Коромысло, нагруженное телами с объемами V_1 и V_2 при атмосферном давлении.

4) Коромысло, нагруженное телами с объемами V_1 и V_2 в жидкости под давлением.

Уравнение равновесия коромысла при первом уравновешивании имеет вид:

$$V_л l_л (\rho_л-\rho_0)=V_п \cdot l_п (\rho_п-\rho_0), \tag{1}$$

где

$V_л$ — объем левой части коромысла,

$l_л$ — расстояние от центра тяжести левого плеча коромысла до ребра опорной призмы,

$\rho_л$ — плотность материала левой части коромысла,

ρ_0 — начальная плотность жидкости при атмосферном давлении,

а $V_п$ $l_п$ $\rho_п$ — те же значения для правой части коромысла.

Обозначим плотность жидкости под давлением через ρ и допустим далее, что длина левого плеча коромысла больше правого. Тогда для приведения коромысла к прежнему равновесию соответственно условию (2) на его левую часть на расстоянии a от опоры потребуется положить грузик массой m, при этом новое уравнение равновесия примет вид

$$V_л l_л(\rho_л-\rho)+v_1 \cdot a \cdot (\rho_р-\rho)=V_п \cdot l_п(\rho_п-\rho), \tag{2}$$

где

v_1 — объем грузика массой m_1,

$\rho_р$ — плотность материала грузика,

ρ — плотность жидкости под давлением,

a — величина левого плеча коромысла от опоры до точки приложения центра тяжести тела V_1 и грузика m_1.

Подвесим к концам коромысла тела объемом V_1 и V_2, где $V_1 > V_2$. Тогда для равновесия коромысла в жидкости с плотностью ρ_0 по условию (3) необходимо добавить грузик массой m_2.

Уравнение равновесия в этом случае будет:

$$V_л l_л(\rho_л-\rho_0)+V_1 \cdot a \cdot (\rho_1-\rho_0)+v_2 \cdot a(\rho_р-\rho_0)=V_п \cdot l_п(\rho_п-\rho_0)+V_2 \cdot b(\rho_2-\rho_0), \tag{3}$$

где

ρ_1 — плотность тела объемом V_1,

ρ_2 » » » V_2,

v_2 — объем дополнительного грузика массой m_2,

b — величина правого плеча коромысла от опоры до центра тяжести тела V_2.

При уравновешивании нагруженного коромысла по условию (4) под давлением на его левое плечо необходимо положить грузик массой m_3. Уравнение равновесия в этом случае примет вид:

$$V_л l_л(\rho_л-\rho)+V_1 \cdot a(\rho_1-\rho)+v_3 \cdot a(\rho_р-\rho)=V_п \cdot l_п(\rho_п-\rho)+V_2 \cdot b \cdot (\rho_2-\rho). \tag{4}$$

Вычитая из уравнения (1) уравнение (2), а из уравнения (3) уравнение (4) и из второго полученного результата первый, будем иметь:

$$\rho-\rho_0=\frac{(v_3-v_2-v_1)\cdot(\rho_р-\rho_0)\cdot a}{V_1 \cdot a-V_2 \cdot b+(v_3-v_1)\cdot a}. \tag{5}$$

Если обозначить отношение плеч коромысла

$$\frac{a}{b}=i\,,$$

то получим:

$$\rho=\rho_0+\frac{(v_3-v_2-v_1)\cdot(\rho_p-\rho_0)}{V_1-V_2\cdot i+v_3-v_1}. \qquad (6)$$

При измерении плотности по методу, основанному на уравнении (6), требуется предварительно определить плотности ρ_p и ρ_0, а также постоянную весов $(V_1-V_2\cdot i)$.

Значения ρ_p и ρ_0 находятся обычными способами, а константа $(V_1-V_2\cdot i)$ может быть найдена из результатов экспериментального уравновешивания весов в двух жидкостях, плотность которых ρ_0 и ρ' известна. Согласно уравнению (6), в этом случае получим:

$$V_1-V_2\cdot i=\frac{m_3-m_2-m_1}{\rho'-\rho_0}\left(1-\frac{\rho_0}{\rho_p}\right)-\frac{m_3-m_1}{\rho_p}, \qquad (7)$$

где вместо объемов v_1, v_2, v_3 подставлены соответствующие значения масс грузиков, выраженных через их плотность ρ_p.

Рассмотренный метод может быть значительно упрощен, если коромысло весов считать симметричным, т. е. удовлетворяющим условиям

$$V_л\cdot l_л=V_п\cdot l_п$$
$$\rho_л=\rho_п \qquad (8)$$

Такое коромысло должно находиться в равновесии в среде с любой плотностью. Практически выполнение условий симметрии экспериментально проверяется наличием равновесия ненагруженного коромысла в воздухе и жидкости.

При симметричном коромысле уравнение (1) обращается в тождество, а уравнение (2) дает $v_1=0$. Кроме того, всегда можно подобрать величины V_1, V_2, ρ_1 и ρ_2 так, чтобы в уравнения (3) v_2 также обращалось в нуль.

Для этого должно быть выполнено условие

$$V_1\cdot a(\rho_1-\rho_0)=V_2\cdot b\cdot(\rho_2-\rho_0),$$

тогда для симметричного коромысла уравнение (6) примет вид:

$$\rho=\rho_0+\frac{m_3\,(\rho_p-\rho_0)}{\rho_p(V_1-V_2\cdot i)+m_3}. \qquad (9)$$

Метод симметричного коромысла (формально) допускает три разновидности, в зависимости от выбранного отношения плеч i:

$$i=1$$
$$i=\mathrm{const}\neq 1$$
$$i\neq\mathrm{const}$$

Коромысло, примененное в работе, имело $i=\mathrm{const}$ и близкое к единице.

Перейдем к рассмотрению поправок, которые необходимо ввести в уравнение измерения, чтобы исключить влияние высоких давлений. Деформации плеч коромысла будут пропорциональны их длинам и так как в уравнение измерения входит отношение плеч i, то поправка взаимно исключается. Таким образом, в уравнении (9) необходимо учесть изменение от давления объемов V_1 и V_2 и плотность ρ_p дополнительного грузика m_3.

Относительное изменение объема тела, подвергнутого всестороннему гидростатическому давлению, определяется соотношением

$$\frac{K}{p}=\frac{3(1-2\mu)}{E}, \qquad (10)$$

где

K — коэффициент объемной сжимаемости,

E — модуль упругости материала,

μ — коэффициент Пуассона материала.

Если с помощью уравнения (10) ввести упомянутые поправки в уравнение измерения (9), то последнее примет следующий вид:

$$\rho=\rho_0\left\{1+\frac{m_3\left(1-\frac{\rho_0}{\rho_p}\right)}{\rho_0\left[\left(V_1-V_2\cdot i+\frac{m_3}{\rho_p}\right)-\left(V_1K_1-V_2\cdot i\cdot K_2+\frac{m_3}{\rho_p}\cdot K_3\right)\right]}+\right.$$
$$\left.+\frac{V_1K_1-V_2\cdot i\cdot K_2+\frac{m_3}{\rho_p}\cdot K_3}{\left[\left(V_1-V_2\cdot i+\frac{m_3}{\rho_p}\right)-\left(V_1K_1-V_2\cdot i\cdot K_2+\frac{m_3}{\rho_p}\cdot K_3\right)\right]}\right\}. \qquad (11)$$

Применяя очевидные сокращенные обозначения, уравнение (11) может быть представлено и так

$$\rho=\rho_0\left[1+\frac{C}{(B-A)\cdot\rho_0}+\frac{A}{B-A}\right]. \qquad (12)$$

Относительный способ. Условия для определения плотности жидкости под давлением по относительному способу получим из следующих соображений.

Допустим, что симметричное коромысло весов с подвешенными к нему телами объемами V_1 и V_2, приведено в равновесное положение в исследуемой жидкости с плотностью ρ_0 при атмосферном давлении. Поместим теперь весы в градуировочную жидкость известной плотности $\rho'>\rho_0$ и при помощи дополнительных грузиков m_3 приведем их в равновесие.

Отградуированные таким образом весы с дополнительными грузиками m_3 поместим вновь в исследуемую жидкость и подвергнем последнюю сжатию. Изменением давления можно добиться равновесия весов, которое при отсутствии деформации наступит в тот момент, когда плотность исследуемой жидкости под давлением ρ будет равна плотности градуировочной жидкости ρ'.

В действительности достигнутое равновесие не будет соответствовать равенству плотностей $\rho=\rho'$, так как под давлением возникли рассмотренные ранее деформации. Точное уравнение равновесия в жидкости под давлением получим из двух условий:

1) Уравновешивание коромысла при атмосферном давлении в жидкости с плотностью ρ'

$$V_1(\rho_1-\rho')+v_3(\rho_p-\rho')=V_2\cdot i(\rho_2-\rho') \qquad (13)$$

2) Уравновешивание коромысла в жидкости под давлением с тем же самым дополнительным грузиком m_3. В этом случае, в силу деформации весы придут в равновесие при плотности ρ отличной от ρ'

$$V_1(1-K_1)[\rho_1(1+K_1)-\rho]+v_3(1-K_3)[\rho_p(1+K_3)-\rho]=V_2\cdot i(1-K_2)\cdot[\rho_2(1+$$
$$+K_2)-\rho]. \qquad (14)$$

Совместное решение уравнений (13) и (14) приводит к уравнению

$$\rho=\rho'\left(1+\frac{V_1K_1-V_2\cdot i\cdot K_2+v_3K_3}{V_1-V_2\cdot i+v_3-V_1K_1+V_2\cdot i\cdot K_2-v_3K_3}\right) \qquad (15)$$

или при сокращенных обозначениях

$$\rho=\rho'\left(1+\frac{A}{B}\right). \qquad (16)$$

Погрешность измерения абсолютным и относительным способами

Величина плотности ρ, вычисляемая по уравнениям (12) или (16), представляет собой результат косвенных измерений. Поэтому средняя квадратичная погрешность может быть определена на основании закона сложения средних погрешностей.

Сказанное справедливо при условии, что все величины, входящие в правую часть упомянутых уравнений, свободны от систематических погрешностей.

Средняя относительная квадратичная погрешность σ_ρ величины ρ для абсолютного способа выразится уравнением

$$\sigma_\rho = \sqrt{\left(\frac{\partial\rho}{\partial\rho_0}\sigma_{\rho_0}\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial V_1}\sigma_{V_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial V_2}\sigma_{V_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial m_2}\sigma_{m_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial K_1}\sigma_{K_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial K_2}\sigma_{K_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial V_2}\sigma_{V_2}\right)^2}, \qquad (17)$$

а для относительного способа

$$\sigma_\rho = \sqrt{\left(\frac{\partial\rho}{\partial\rho'}\sigma_{\rho'}\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial V_1}\sigma_{V_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial V_2}\sigma_{V_2}\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial i}\sigma_i\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial\sigma_1}\sigma_{\sigma_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial K_1}\sigma_{K_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial K_3}\sigma_{K_3}\right)^2 + \left(\frac{\partial\rho}{\partial K_2}\sigma_{K_2}\right)^2}. \qquad (18)$$

В обоих уравнениях σ с надлежащими значками означают средние квадратичные погрешности соответствующих величин.

Таблица 1

Измеряемые величины и параметры	Относительная средняя квадратичная погрешность измеренных параметров в %	Значения составляющих относительной средней квадратичной погрешности искомой плотности в %	
		абсолютный способ	относительный способ
ρ_0	0,005	0,004	—
ρ'	0,005	—	0,004
m_3	0,1	0,01	—
V_1	0,02	0,003	0,00001
V_{2-1}	0,07	0,003	0,0001
V_3	0,4	0,007	0,00003
K_1	5,0	0,05	0,05
$K_2=K_3$	5,0	0,005	0,005
Средняя квадратичная погрешность метода		0,06	0,05

В табл. 1 приведены значения погрешностей, полученные экспериментально из восьми и более измерений каждого параметра, а также соответствующие им частные, составляющие погрешности искомой плотности ρ, т. е. величины $\frac{1}{\rho}\frac{\partial\rho}{\partial\rho_0}\sigma_{\rho_0}$ и т. д. Последние вычислены для давления в 5000 $кгс/см^2$. Относительная средняя квадратичная погрешность искомой плотности ρ при давлении 5000 $кгс/см^2$, как это следует из таблицы, составляет примерно 0,05% и определяется главным образом величиной погрешности K. Последняя же зависит от погрешностей измерения E и μ. Отсюда следует, что точность метода может быть повышена, если будут снижены погрешности в определении E и μ.

Описание прибора

Прибор для определения плотности жидкости под давлением состоит из камеры и коромысла весов, показанных на рис. 1. Камера представляет собою толстостенный стальной цилиндр с внутренним каналом диаметром 25 *мм*, куда помещается ванна с весами. Канал камеры

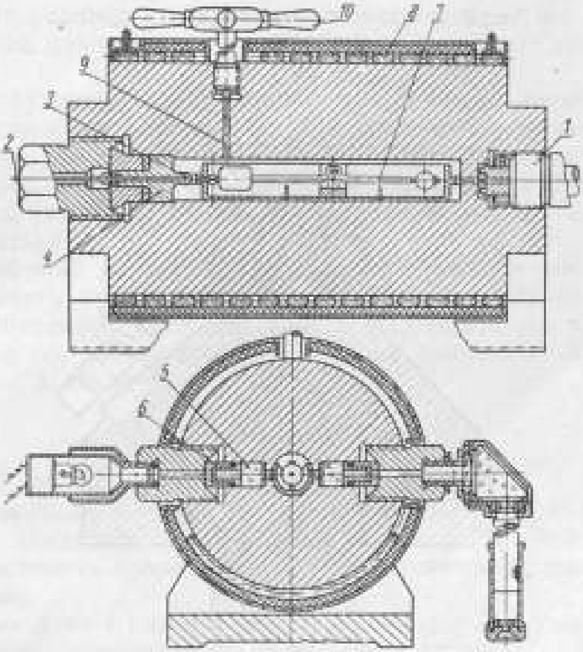


Рис. 1. Схема прибора для определения плотности жидкости под давлением

с помощью поджимной гайки *1* и присоединительной трубки соединяется с установкой для создания давления. При подаче жидкости через трубку воздух из камеры удаляется через отверстие *9*, закрываемое шариком при помощи винта *10*.

Необходимая температура исследуемой жидкости достигается при помощи водяного термостата с принудительной циркуляцией и автоматическим регулятором. Вода из термостата подается в змеевик *8*, одетый на цилиндр и защищенный снаружи тепловой изоляцией.

Температура жидкости измеряется внутри камеры термопарой *2*, вставленной в защитный чехол *3*, являющийся частью заглушки *4*. Такой ввод термопары исключает влияние высоких давлений на э. д. с., а также освобождает от применения излишних уплотнений. Наблюдение за положением указателя весов в камере осуществляется через два смотровых окна, расположенных перпендикулярно горизонтальной оси камеры.

В качестве уплотнения смотровых окон применяется кварцевый цилиндр *5* с параллельными полированными поверхностями. К одной поверхности притирается до оптического контакта стальной грибок *6*.

Окна снабжены лампочкой подсвечивания и оптическим устройством для наблюдения. Весовой рычаг *7* (рис. 2) представляет собою равноплечное коромысло длиной в 150 *мм* с центральной опорной призмой. На концах коромысла помещено два тела, одно из стали объемом 1,4 $см^3$, другое — из дюралюминия, объемом 5,4 $см^3$. Стальное тело, в целях регулировки, может перемещаться по длине коромысла и закрепляться на нем контргайкой. Коромысло помещено в специальную ванну, на дне

Рис. 2. Общий вид весового рычага прибора

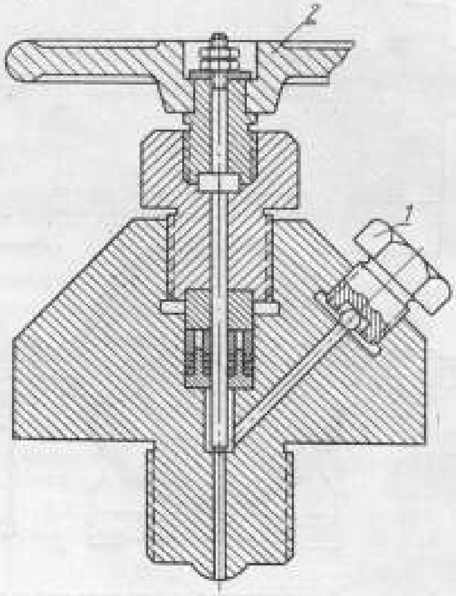


Рис. 3. Устройство приспособления для нагружения рычага добавочными грузиками под давлением

которой имеется опорная подушка. В стенке ванны установлен неподвижный указатель. Равновесие определяют по совпадению указателя коромысла весов с неподвижным указателем. Расположение рычага в ванне позволяет полностью освободить его от пузырьков воздуха до помещения ванны в камеру. Наличие пузырьков сильно искажает результат измерения.

В качестве дополнительных грузиков используются металлические шарики, которые сбрасываются в специальный карман тела рычага через отверстие *9* (рис. 1). При таком способе добавления новых грузиков требуется снятие давления в камере до нуля. На рис. 3 показана схема другого приспособления в виде особого вентиля, с помощью которого можно вести эксперимент при непрерывном повышении давления. При переходе к новому давлению, отвертывают заглушку *1*, в канал кладут необходимое число шариков и отверстие вновь закрывают заглушкой. Если теперь открыть вентиль *2*, то шарики скатятся в вертикальный канал и далее попадут в карман тела коромысла.

При открытии вентиля давление в камере частично повысится за счет увеличения объема, создаваемого перемещением иглы и бокового канала. После того, как шарики попадут в карман тела коромысла, вентиль закрывается.

Работа с прибором осуществляется следующим образом.

Весы помещают в ванну, заполненную исследуемой жидкостью при заданной температуре, и проверяют их положение равновесия. При этом должно быть установлено отсутствие пузырьков воздуха на весах. Ванну с весами закладывают в камеру высокого давления и приводят ее в горизонтальное положение по уровню. Всю полость камеры заполняют исследуемой жидкостью и после этого, включая термостат, доводят температуру до требуемого значения.

Через открытое отверстие весы нагружают грузиками в виде шариков. Далее отверстие для сброса грузиков закрывают и в камере постепенно создается давление до тех пор, пока коромысло весов не придет в равновесие.

Затем загружается новая порция грузиков и давление вновь поднимают до наступления равновесия. При достижении равновесия всякий раз необходимо убедиться в постоянстве показаний весов, для чего давление несколько изменяют и затем вновь приводят к прежнему значению. При исправном состоянии весов равновесие должно полностью восстанавливаться.

Для измерения давления в камере применяется образцовый пружинный манометр класса 0,35 или другой точный прибор. Разработанный на рассмотренном принципе прибор был тщательно изучен, определены значения его параметров и проведены измерения плотности ряда жидкостей под давлением.

Постоянные прибора

Постоянными прибора в рассмотренных способах измерения являются величины A; B; C, выраженные через параметры V_1; V_2; i; K_1; K_2; K_3; ρ_p; ρ_0; ρ'; входящие в уравнения (11) и (15). Значения объемов V_1 и V_2 определяются гидростатическим взвешиванием, ρ_p; ρ_0; ρ' — обычными методами.

Отношение плеч i находят расчетным путем по уравнению равновесия коромысла в жидкости с заданной плотностью

$$i=\frac{V_1\,(\rho_1-\rho_0)}{V_2(\rho_2-\rho_0)}. \qquad (19)$$

Для этого ставится отдельный эксперимент. Коэффициенты K_1; K_2; K_3 вычисляются по уравнению (10), используя известные значения E и μ. Уравнения (12) и (16), определяющие искомую плотность, выведены в предположении, что точка приложения веса грузиков совпадает с центром тяжести тела объемом V_1. Это условие легко выполнимо, если вес этого тела и дополнительных грузиков передается коромыслу через обычные весовые подвесы.

Иногда, в силу ряда причин, не удается применить подобную конструкцию рычага и тело V_1 навинчивается на коромысло, а гирьки помещаются в специальный карман этого тела.

В этом случае гирьки имеют плечо l, отличное от плеча a тела V_1, и тогда отношение $\frac{l}{a}$ подлежит экспериментальному определению.

Для этой цели проводят уравновешивание коромысла ненагруженных весов в жидкости плотностью ρ_0. Условие равновесия выражается уравнением:

$$V_1(\rho_1-\rho_0)\cdot a=V_2(\rho_2-\rho_0)\cdot b. \qquad (20)$$

При уравновешивании нагруженных весов в жидкости с плотностью ρ' будем иметь:

$$V_1(\rho_1-\rho')\cdot a+v_3'(\rho_p-\rho')l=V_2(\rho_2-\rho')\cdot b. \qquad (21)$$

Из уравнений (20) и (21) определяется отношение $\frac{l}{a}$, которое выражается следующим образом:

$$\frac{l}{a}=\frac{(V_1-V_2\cdot i)(\rho'-\rho_0)}{v_3'(\rho_p-\rho')}. \qquad (22)$$

Учитывая рассмотренную особенность весового рычага прежние уравнения (12) и (16) теперь изменятся и примут следующий вид:

для абсолютного способа

$$\rho=\rho_0\left[1+\frac{(\rho_p-\rho_0)V_3\frac{l}{a}}{\rho_0\left(V_1-V_2\cdot i+V_3\frac{l}{a}\right)-\left(V_1K_1-V_2\cdot i\cdot K_2+V_3K_3\frac{l}{a}\right)}+\right.$$

$$\left.+\frac{V_1K_1+V_2\cdot i\cdot K_2+V_3\cdot K_3\frac{l}{a}}{\left(V_1-V_2\cdot i+V_3\frac{l}{a}\right)-\left(V_1K_1-V_2\cdot i\cdot K_2+V_3K_3\frac{l}{a}\right)}\right] \qquad (23)$$

для относительного способа

$$\rho=\rho'\left[1+\frac{V_1K_1-V_2\cdot i\cdot K_2-V_3K_3\frac{l}{a}}{\left(V_1-V_2\cdot i+V_3\frac{l}{a}\right)-\left(V_1K_1-V_2\cdot i\cdot K_2+V_3K_3\frac{l}{a}\right)}\right]. \qquad (24)$$

В результате исследования установки были получены следующие значения постоянных:

$V_1=5{,}399$ *см*^{3}
$V_2=1{,}373$ *см*^{3}
$i=0{,}979$
$E_1=7{,}55.10^5$ *кгс/см*^{2}
$\mu_1=0{,}32$
$E_2=2{,}05.10^6$ *кгс/см*^{2}
$\mu_2=0{,}28$
$m=62{,}8$ *мг*
$\rho_p=7{,}61$ *г/см*^{3}
$d=2{,}499$ *мм*

Как было показано (см. уравнения 17 и 18), погрешность в измерении плотности жидкости зависит от допущенных ошибок в постоянных прибора. Вместе с тем, на результатах измерения могут отразиться чувствительность и постоянство показаний весов.

В нашем случае чувствительность весов составляла $0{,}8\frac{мгс}{мм}$, а постоянство показаний, определяемое как утроенное значение средней квадратичной отклонений, составляло 0,5 *мгс*.

Результаты измерений

На изготовленной и исследованной установке были проведены измерения плотности ряда жидкостей при давлениях до 5000 *кгс/см²*. В табл. 2 приводятся результаты измерений плотности воды при температуре 20, 30, 40°С и на рис. 4 показана зависимость плотности от давления для трансформаторного масла.

Таблица 2

Давление *кгс/см²*	Плотность по абсолютному методу *г/см³*	Плотность по относительному методу *г/см³*	Разность плотностей
	$t = 20$ °С		
770	1,0302	1,0300	0,0002
1670	1,0623	1,0620	0,0003
2730	1,0945	1,0945	0,0000
3980	1,1271	1,1276	−0,0005
	$t = 30$ °С		
800	1,0275	1,0271	0,0004
1700	1,0593	1,0589	0,0004
2750	1,0911	1,0910	0,0001
4010	1,1234	1,1236	−0,0002
	$t = 40$ °С		
830	1,0243	1,0241	0,0002
1750	1,0565	1,0562	0,0003
2870	1,0888	1,0888	0,0000
4120	1,1214	1,1220	−0,0006

Полученные разности $\rho_{аб} - \rho_{от}$ (табл. 2) не позволяют оценить дополнительную погрешность метода (поскольку измерения производились с одними и теми же весами), обусловленную неточным значением

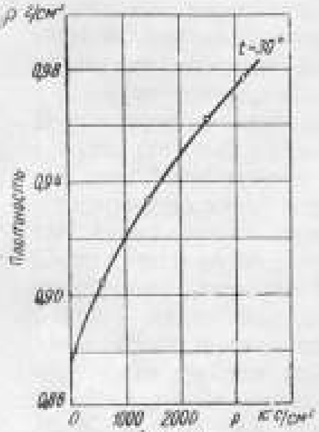


Рис. 4. Зависимость плотности трансформаторного масла от давления

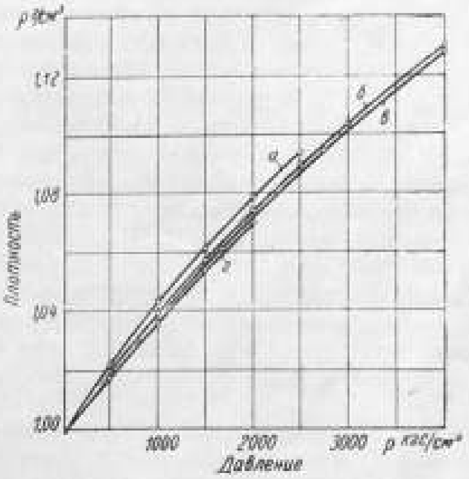


Рис. 5. Зависимость плотности воды при 20°С от давления, по данным различных авторов: *а* — Тамманн, *б* — Бриджмен, *в* — автор, *г* — Хайд

поправки на сжимаемость. Учитывая однако, что эта неточность, как указано выше, составляла всего 0,05% измеряемой плотности, ее влияние не могло быть значительным. На рис. 5 найденная зависимость плотности воды от давления сопоставлена с экспериментальными данными Бриджмена [1], Таммана [2] и Хайда [3]. Как видно из графика, полученная нами кривая плотности воды занимает среднее положение. Это обстоятельство в известной степени может рассматриваться как дополнительное подтверждение достоинства нового метода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Техническая энциклопедия, том V, 1930.
2. Tammann C. und Rünenbeck. Ag. Annalen der Physik, 1932, Bd. 13, Heft. 1.
3. Hyde G. H. Proceedings of the Rogal Societg 1920, V. 97. № A—684, p. 252
4. Бриджмен П. В. Физика высоких давлений, ОПТК, 1935.
5. Бриджмен П. В. Новейшие работы в области высоких давлений, Гос. изд. иностран. лит. 1948.

В. А. Борзунов, В. П. Семин

ОБЩАЯ АППАРАТУРА, ПРИМЕНЯЕМАЯ В ЭКСПЕРИМЕНТАХ С ВЫСОКИМИ ДАВЛЕНИЯМИ

Экспериментальные работы с высокими давлениями получили в последнее время широкое распространение, однако до сих пор практически отсутствует стандартная аппаратура, выпускаемая специализированными заводами. Как правило, каждая лаборатория разрабатывает и создает необходимые ей установки собственными силами, включая и аппаратуру общего назначения. При этом, естественно, исходят из специфики проводимых с давлением работ, производственных возможностей и личного опыта экспериментатора.

Многие вопросы, связанные с созданием аппаратуры высоких давлений, в известной мере разработаны, опробированы многолетней практикой и освещены в периодической печати и специальных монографиях. Вместе с тем, ряд вопросов не получил еще широкой разработки, а некоторые из них находятся в стадии поисков наилучших решений. Последнее особенно относится к аппаратуре, работающей при давлениях выше 10000 *кгс/см²*.

В статье рассматриваются отдельные узлы и детали установок высоких давлений общего назначения (мультипликаторы, вентили, насосы и др.), хорошо зарекомендовавшие себя в практическом применении.

Мультипликаторы

Для создания давлений, превосходящих предел упругости существующих материалов, применяют мультипликаторы, цилиндры которых имеют так называемую внешнюю поддержку, осуществляемую различными способами. В простейшем случае внешне поддержанными могут быть названы двухслойные или многослойные цилиндры, состоящие из нескольких термически напрессованных оболочек. Возникающие при этом в оболочках напряжения до некоторой степени компенсируют напряжения от давления в канале основного цилиндра.

Более совершенная внешняя поддержка предложена Бриджменом. В его мультипликаторе цилиндр высокого давления выполнен в виде конуса, который по мере возрастания давления вдвигается в коническую оправку. При этом в цилиндре возникают напряжения, возрастающие пропорционально внутреннему давлению. Существенным недостатком такой поддержки является значительное трение на конических поверхностях, сильно возрастающее при напряжениях, достигающих предела текучести материала. Наличие неопределенного по величине трения приводит к нарушению соотношения между внутренним и внешним давлением. Равномерное распределение напряжений по всей конической поверхности требует тщательной обработки.

Указанные недостатки устраняются в поддержке, предложенной М. К. Жоховским, где конус Бриджмена заменен сжатием уплотнения, окружающего наружную поверхность цилиндра. Принципиальная схема мультипликатора с таким способом осуществления внешней поддержки цилиндра приведена на рис. 1. Цилиндр *1* и поршень *2* высокого давления, совместно с цилиндром *3* и поршнем *4* низкого давления составляют обычный мультипликатор. Цилиндр 3 одновременно служит поршнем цилиндра 5 гидравлического пресса, который используется для осуществления внешней поддержки. Давление на низкой стороне мультипликатора и в гидравлическом прессе подается одновременно от насоса. Дно цилиндра 5 опирается через подкладку на нижнюю траверсу реверсора 6. Внешняя поддержка осуществляется следующим образом. К уступам внешней поверхности цилиндра 1 пригнан двух-

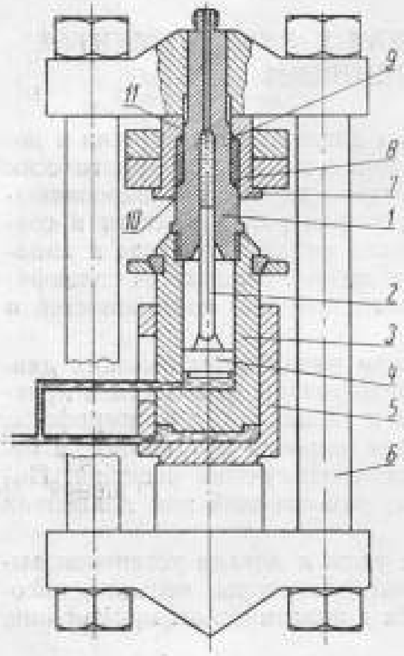


Рис. 1. Схема мультипликатора с внешней поддержкой цилиндра, осуществляемой сжатием уплотнения

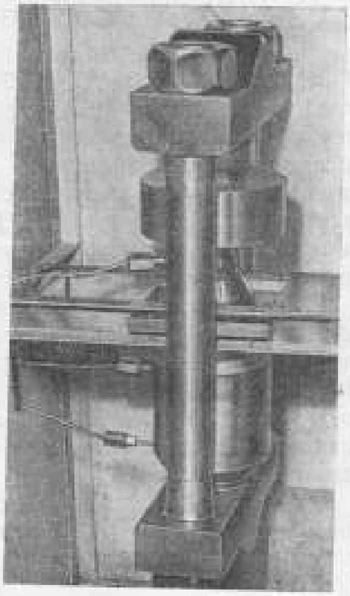


Рис. 2. Общий вид мультипликатора М. К. Жоховского

слойный цилиндр 7. Внутри его полости между уступами 10 и 11 помещены уплотняющая набивка 8 в виде резиновых колец и два стальных кольца 9, препятствующие выходу резины через зазоры. Сверху к цилиндру 7 подвешена верхняя траверса реверсора 6.

При создании давления на нижней стороне мультипликатора и в гидравлическом прессе, одновременно будут работать мультипликатор и внешняя поддержка. Усилие, развиваемое гидравлическим прессом, передается через реверсор цилиндру 7 и, сжимая резиновую набивку, создает на внешней стенке цилиндра 1 давление. Это внешнее давление всегда будет находиться в определенном отношении к давлению в мультипликаторе. Действительно, пренебрегая трением, будем иметь:

$$p = p_1 \frac{S_1}{S_2}, \tag{1}$$

где

p — давление в цилиндре 1 мультипликатора,
p_1 — давление на низкой стороне мультипликатора,
S_1 — площадь поршня 4 низкого давления,
S_2 — площадь поршня 2 высокого давления.

С другой стороны можем записать, что

$$p_2 = p_1 \frac{S_3}{S_4}, \tag{2}$$

где

p_2 — давление в уплотнении 8,

S_3 — площадь цилиндра 5 гидравлического пресса,

S_4 — площадь кольца уплотнения 8.

Из двух соотношений получим:

$$p = kp_2, \tag{3}$$

где

$$k = \frac{S_1}{S_2} \frac{S_4}{S_3}.$$

Как показывает опыт, напряжения в резиновых уплотнениях приближаются к гидростатическому давлению, что существенно улучшает условия работы внешней поддержки. Помимо прямого назначения, поддержки рассмотренного типа или в виде конуса играют и другую положительную роль. Грибковые уплотнения штоков в обычных мультипликаторах при очень высоких давлениях работают ненадежно, так как уплотняющие прокладки вытекают в зазор между поршнем и цилиндром, увеличивающийся с ростом давления. Внутренний канал у цилиндров с внешней поддержкой при давлении уменьшается, благодаря чему устраняется разрушение уплотнения у поршня высокого давления. При значительном давлении поддержки канал цилиндра может уменьшиться настолько, что появится заклинивание поршня. В этом случае необходимо применять поршень, диаметр которого немного меньше канала почти по всей длине. Нормальный размер поршня сохраняют в верхней части, примыкающей к уплотнению, на расстоянии, примерно, одного диаметра.

Построенный на рассмотренном принципе мультипликатор был рассчитан на 20000—25000 *кгс/см²* и при этом давление поддержки составляло около 50%. Общий вид мультипликатора приведен на рис. 2. При заданном давлении примененная поддержка назначалась, главным образом, для устранения упомянутого выше дефекта в уплотнении, так как из прочностных соображений можно было ограничиться многослойным цилиндром. При испытании внешняя поддержка с резиновым уплотнением работала безупречно. При нагружении и разгружении система поддержки перемещалась упруго, пропорционально приложенному усилию, и без заметного трения. Этим подтверждается предположение о гидростатическом характере давления в уплотнении поддержки. Применение поддержки улучшило и работу уплотнения поршня высокого давления. Последняя цель была также достигнута в новом типе уплотнения поршня, предложенном В. А. Борзуновым, Д. С. Миринским и В. А. Смеловым. Это уплотнение сохраняет принцип некомпенсированной площади и отличается способом создания в прокладке давления. В обычно применяемом грибковом уплотнении давление в прокладке осуществляется автоматически под влиянием давления, созданного в мультипликаторе. К ранее отмеченным недостаткам такого уплотнения (затекание прокладки в зазор деформированного канала) следует отнести еще и перекусывание прокладкой хвостовика грибка. Этот эффект довольно часто проявляется при давлениях порядка 25000—30000 *кгс/см²*, если даже применены наиболее прочные материалы. В предложенном уплотнении с автоподжатием оба эти недостатка устранены.

На рис. 3 приведена схема мультипликатора с новым уплотнением поршня. К цилиндру высокого давления *1* при помощи резьбы последовательно присоединяются цилиндр пресса *2* с поршнем *6*, служащий для поджатия уплотнения, и цилиндр мультипликатора низкого давления *3* с поршнем *4*.

Поршень высокого давления *5* вместе с надетым на него уплотняющим устройством, поджимной втулкой *8* и грунд-буксой *7* расположен в канале цилиндра *1*. Уплотняющее устройство находится в расширенной части канала и, таким образом, опирается на кольцевую площадку. Поршень *5* может свободно перемещаться вдоль канала.

Давление от насоса одновременно подается в цилиндры *2* и *3*. При этом, поршень *6* пресса сжимает уплотнение и создает в нем давление $p_н$, а поршень *4* перемещает поршень высокого давления *5*, вследствие чего в канале цилиндра *1* создается давление p. Нормальная работа уплотнения обеспечивается при $p_н > p$, что осуществляется подбором размеров уплотнения и поршня пресса.

Конструкция уплотнения показана на рис. 4. Оно состоит из упорного кольца *2* и поджимного *5*. Между ними расположена прокладка,

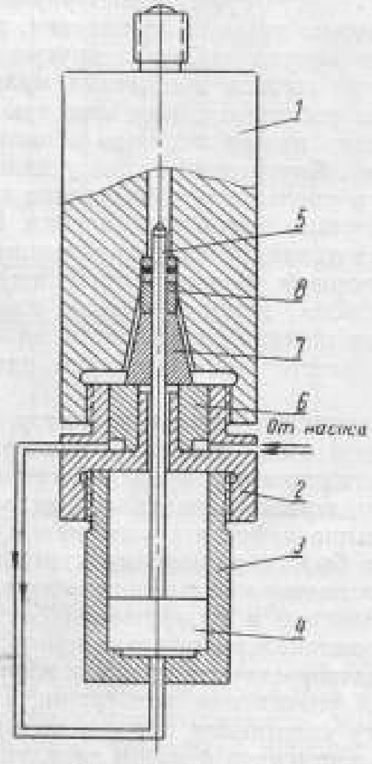


Рис. 3. Схема мультипликатора с автоподжатием уплотнения поршня

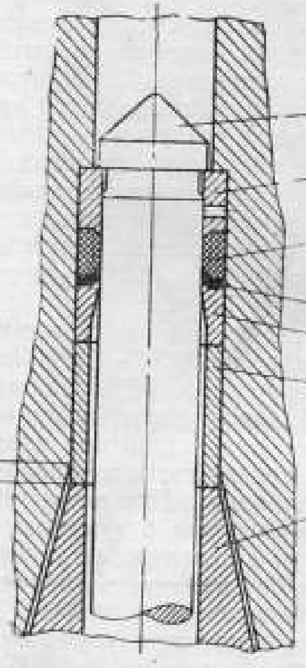


Рис. 4. Конструкция уплотнения поршня с автоподжатием

состоящая из фторопластовой шайбы *3* и тонкого кольца *4* из отожженной стали или бронзы. Упорное и поджимное кольца тщательно притерты к штоку. Они имеют кольцевые ножи, которые при сжатии прокладки плотно прижимаются к штоку и препятствуют ее выдавливанию. Высота ножей должна быть не более 1 *мм*, так как в противном случае возникнут значительные силы трения.

Поршень *1* диаметром 11,3 *мм* изготовлен из стали ШХ-15, обладающей высокой износоустойчивостью. Термически обработанный поршень, имеющий твердость 60—63 HRC, шлифуется, притирается и полируется. Кольца *2* и *5* с внешним диаметром 15 *мм*, поджимная втулка *6* и грунд-букса *7* изготовлены из стали ШХ-15, закалены до максимальной твердости с последующим отпуском при 300—350°C для кольца *2* и при 180—200°C для остальных деталей.

Для предохранения упорного кольца *2* от разрушения при действии внутреннего давления p, в нем предусмотрено одно радиальное сверление диаметром 0,5—1 *мм*. Наличие сверления дает возможность сжимаемой среде проникнуть в зазор между втулкой и каналом и выравнить давление.

Поджимная втулка *6* и грунд-букса *7* имеют с поршнем легко-ходовую посадку, обеспечивающую между ними зазор 0,04—0,06 *мм*. Такую же посадку имеет со штоком и кольцо *5* в своей нижней части. В верхней части на высоте 2—3 *мм* оно плотно притерто к поршню. Вследствие этого канал кольца имеет небольшую конусность. Такая посадка деталей предохраняет их от разрыва со стороны деформирующегося поршня. Канал цилиндра, в котором размещается уплотнение, окончательно обрабатывается разверткой. Уплотнение нормально работает при $a>0$ (рис. 4). Для того чтобы это условие сохранилось при самых высоких давлениях, следует начальную величину a выбирать не менее 2,5—3 *мм*.

Поршень пресса и поршень низкого давления имеют обычные уплотнения, работающие на принципе некомпенсированной площади: первый по типу самоуплотняющегося сальника, а второй по типу Бриджмена. Для предохранения от вытекания резиновой прокладки, поршни снабжены кольцами из латуни или бронзы.

Упорное кольцо *2*, прижимаясь к буртику канала цилиндра, создает контактное давление на 25—30% большее, чем в сжимаемой среде. Поэтому при высоких давлениях материал цилиндра в области этого буртика может потечь. Чтобы исключить это явление, необходимо применять высококачественные стали и обеспечить надлежащую термообработку цилиндра. Как показал опыт, при твердости материала цилиндра (50ХФА) после термообработки 42—45 HRC и автофретирования пластическое течение исключается вплоть до 25000 *кгс/см²*. Обычно цилиндр делают двухслойным с горячей посадкой наружной оболочки. Головка поршня мультипликатора выполнена несколько больше его диаметра, что дает возможность легко выпрессовывать уплотнение в случае необходимости. При подаче предварительного давления в канал мультипликатора поршень своей головкой садится на упорное кольцо и уплотнение начинает работать по принципу некомпенсированной площади, что обеспечивает герметичность уплотнения, независимо от предварительного поджатия.

Как видно из схемы (рис. 3), можно подобрать размеры такими, чтобы давление в прокладке уплотнения было всегда больше давления в мультипликаторе на заданную величину.

Опыт показал, что рассмотренное уплотнение обладает бо́льшим сроком службы, чем другие виды уплотнения, и получило широкое применение не только в мультипликаторах, но и в других узлах установок высоких давлений.

Насосы

Для обслуживания мультипликаторов, гидропрессов, а также для создания предварительного давления и других целей лаборатория успешно применяет гидравлические плунжерные насосы до 1000—2000 *кгс/см²* с двумя вариантами приводов. На рис. 5 изображена схема обычного ручного насоса, который при небольших дополнениях используется и в варианте с механическим приводом от мотора.

Рычаг *1* приводит в движение плунжер насоса *2*, имеющий обычное сальниковое уплотнение *3*. При движении плунжера вверх в полость насоса под плунжер через впускной шариковый клапан *4* поступает из бачка рабочая жидкость (глицерин) или машинное масло, при движении его вниз жидкость под давлением подается через выхлопной шариковый клапан *5* и трубку *6* в питаемую систему. Кольцо *7* служит для крепления насоса посредством болтов. Рычаг управления *1* вместе со стаканом *8* могут поворачиваться вокруг вертикальной оси, чем обеспечивается удобство работы с насосом.

Рассмотренный насос легко переоборудуется для работы от механического привода, что значительно упрощает обслуживание установок высокого давления. В частности, такой насос использован в усовершенствованной установке на 10000 *кгс/см*². (См. статью В. Н. Разумихина, В. А. Борзунова «Поршневые манометры высоких давлений»). На рис. 6 приведена схема, в которой насос *1* в принципе сохраняет описанную

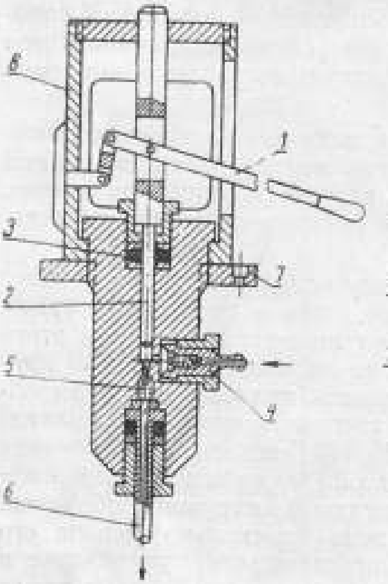


Рис. 5. Схема ручного насоса

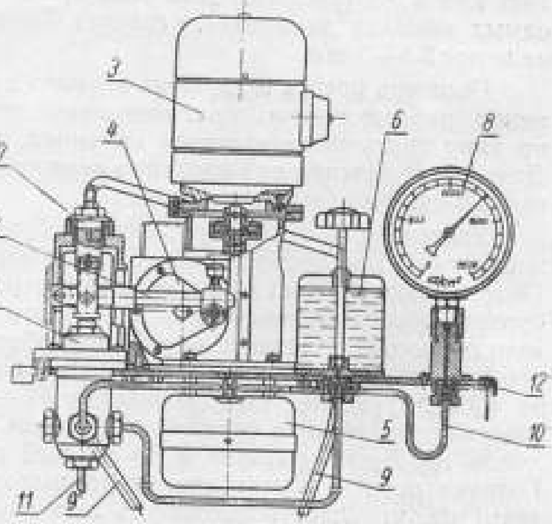


Рис. 6. Схема насоса с электромеханическим приводом

выше конструкцию, рычаг *2* приводится в движение электродвигателем *3* через кулисный механизм с редуктором *4*. Магнитное реле *5* служит для включения мотора. Рабочая жидкость из бачка *6* под давлением в 1,5—2 *атм* по трубке *9* поступает во всасывающий клапан насоса. Давление в бачке создается воздушным компрессором *7*, поршнем которого служит верхняя часть плунжера насоса. Созданное насосом давление подается по трубке *10* к пружинному манометру *8* и одновременно по трубке *11* в обслуживаемую установку. Сброс жидкости при снятии давления производится вентилем, находящимся в бачке, причем жидкость снова поступает в бачок. Применение в уплотнении плунжера насоса самоуплотняющегося сальника обеспечивает надежную работу насоса при давлениях до 2000 *кгс/см*². Все узлы насоса крепятся на панели *12*, которая может быть вмонтирована в стол обслуживаемой установки.

Простой заменой короткого рычага *2* на более длинный, который предусмотрен в комплекте, насос превращается в обычный, с ручной подачей.

Вентили

В обычно применяемых конструкциях вентилей стержень конуса при закрытии проходного канала совершает поступательное движение при одновременном вращении, а усилие поджатия конуса производится от руки по ощущению. Такое поджатие конуса приводит часто к разработке контактируемых поверхностей и к отказу в работе вентиля. Известно применение вентилей, у которых стержень конуса перемещается только поступательно, эта мера улучшает условия работы вентиля, но остающееся поджатие с произвольным усилием не исключает раздавливания седла конуса.

Для устранения отмеченного недостатка в лаборатории широко применяются вентили с гидравлической подачей запорного стержня. Одна конструкция такого вентиля до 10000 *кгс/см*² показана на рис. 7,

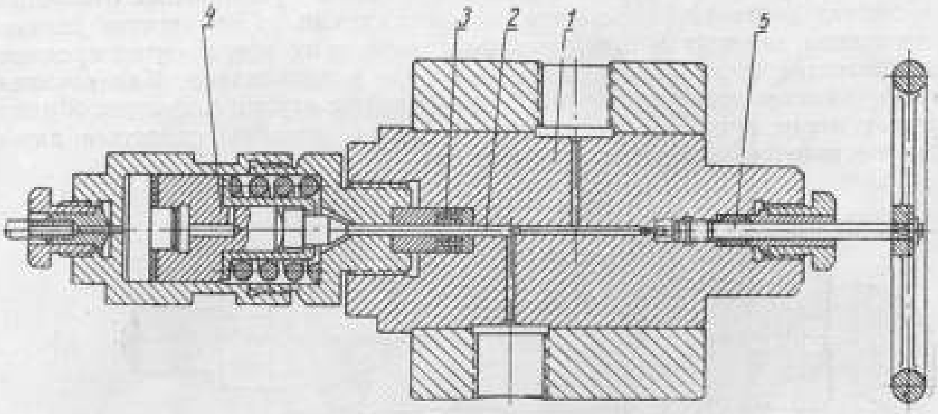


Рис. 7. Конструкция вентиля с гидравлическим затвором

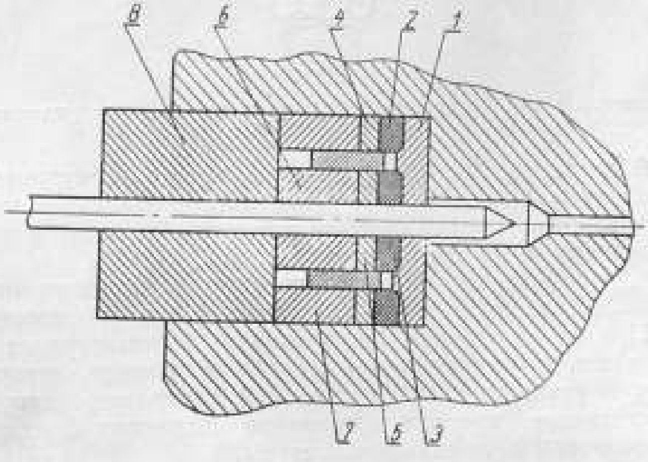


Рис. 8. Самоуплотняющийся сальник вентиля

где приведен узел установки, который дополнительно содержит обычный вентиль *5*, предназначенный для создания предварительного давления. Основными деталями рассматриваемого вентиля являются корпус *1*, запорная игла *2*, сальниковое уплотнение *3* и узел *4* гидравлической подачи иглы. Этот узел содержит цилиндр, поршень с уплотнением, стакан, связывающий ножку поршня с головкой иглы, и возвратную пружину. При нагнетании в цилиндр жидкости под давлением поршень сжимает пружину и перемещает иглу.

Поджатие иглы можно осуществлять при постоянном усилии, заранее вычисленном для любого значения отключаемого давления. Допустимо также осуществлять поджатие, рассчитанное на предельное отключаемое давление. Возврат иглы и поршня в исходное положение производится пружиной при снятии давления в цилиндре. Предварительное сжатие пружины осуществляется с помощью резьбового соединения двух частей цилиндра.

В рассматриваемом вентиле уплотнение 3 выполнено на известном принципе самоуплотняющегося сальника. Его детали, приведенные отдельно на рис. 8, включают стаканообразную втулку с буртиком 1, резиновые прокладки 2 и 3, металлические мягкие прокладки 4 и 5, упорные втулки 6 и 7 и поджимную втулку 8. Особенностью данного уплотнения является втулка 1. Для выравнивания напряжений в резиновых прокладках 2 и 3 во втулке 1 сделано несколько радиальных отверстий в местах контакта с резиновыми прокладками. При сжатии резины последняя затекает в отверстия, благодаря чему устраняются вредные напряжения от неравномерного давления в прокладках. Как показал опыт, наличие отверстий устраняет разрушение втулки 1, которое обычно имеет место при высоких давлениях, когда способны сказаться даже малые нарушения в заданных размерах.

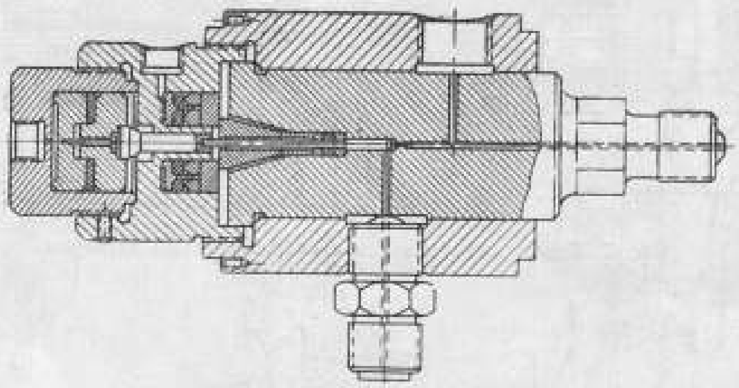


Рис. 9. Вентиль с гидравлическим затвором и сальниковым уплотнением с автоподжатием

На рис. 9 приведен вентиль, у которого вместо самоуплотняющегося сальника применено уплотнение с автоподжатием. Устройство и принцип действия такого уплотнения были рассмотрены ранее в применении к мультипликатору и не требуют повторения.

Отметим, что давление на поршень для поджатия уплотнения подается обычно от насосной системы, питающей низкую сторону мультипликатора. При таком способе в уплотнении автоматически возникает давление большее, чем создаваемое в мультипликаторе, который обслуживает данную установку. Давление для запирания конуса осуществляется отдельным прессом и величина давления фиксируется постоянно включенным в линию манометром.

В отличие от ранее рассмотренной конструкции, в этом вентиле возвратная пружина отсутствует и для полного открытия вентиля требуется подать на иглу давление порядка 1000 *кгс/см*^{2}. Рассмотренный вентиль испытан при давлениях до 20000 *кгс/см*^{2}.

Защитный чехол

При температурных исследованиях в камеру высоких давлений обычно вводят термопару непосредственно. При таком способе появляется необходимость в дополнительных электровводах, а кроме того на показания термопары оказывает влияние действующее в камере давление. В практике лаборатории применяется специальный защитный чехол, изображенный на рис. 10, внутрь которого помещается термопара. Отросток чехла делается такой длины, чтобы он погружался непосредственно в исследуемую среду.

Обычно камеры высокого давления имеют отверстие, закрываемое заглушками. Чтобы в камере не делать специального ввода для помещения чехла, последний используется в качестве заглушки, как это показано на рис. 10. Опыт показал, что защитные чехлы можно применять при давлениях до 20000—25000 *кгс/см*^{2}, не опасаясь появления пинч-эффекта.

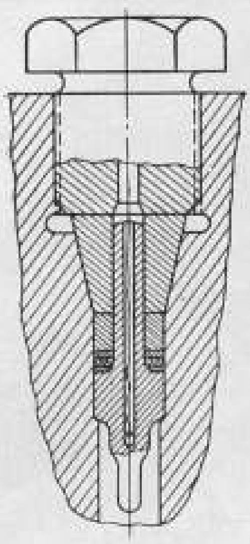


Рис. 10. Защитный чехол термопары

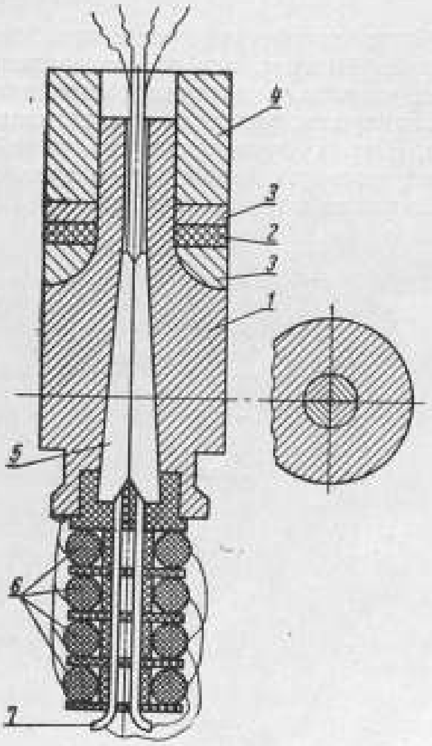


Рис. 11. Схема электроввода манганинового манометра с четырьмя катушками

Электровводы

Для единичных электровводов лаборатория применяет известное коническое уплотнение со слюдяной изоляцией. При необходимости иметь несколько выводов, используется соответствующее число конусов, располагаемых в одном грибковом корпусе под углом к общей оси и с одним центральным каналом для вывода через него проводниковых стержней конусов. Было проведено испытание одного конуса, состоящего из нескольких самостоятельных частей. На рис. 11 представлена такая конструкция электроввода с четырьмя независимыми выводами для каждой катушки. Использование такого электроввода в указанных целях позволяет одновременно проводить исследование нескольких катушек сопротивления. Грибковый корпус *1* помещается в камеру высокого давления и уплотняется с помощью резиновой прокладки *2*, латунных или стальных колец *3* и поджимной втулки *4*. К корпусу *1* пригнан стальной конус *5*, разрезанный на четыре части (см. сечение), каждая из которых снабжена проводником, выходящим наружу через центральный канал корпуса *1*. Все части конуса по наружной поверхности и по плоскостям разреза тщательно изолированы слюдой. Каждая из катушек *6* одним концом припаяна к корпусу *1*, а вторым соединена через стержень 7 с соответствующей частью конуса (на рис. 11 видно только два таких стержня).

Подобный электроввод успешно выдержал испытание при давлениях до 20000 *кгс/см*^{2}.

Автофретирование

Часто автофретирование каналов цилиндров нельзя выполнить с применением гидравлического давления. Примером могут служить короткие каналы, в которых размещаются сальниковые уплотнения вентиля, заглушки, уплотнения с автоподжатием поршня мультипликатора и т. д. В этом случае весьма надежной и удобной средой может служить резина, которую помещают в автофретируемый канал и затем с помощью штока и гидравлического пресса сжимают до заданного давления.

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

Исследования поршневых манометров

Предисловие 3
М. К. Жоховский. Теория манометров с неуплотненным поршнем . . 5
М. К. Жоховский. Поправки поршневых манометров, вызываемые влиянием высоких давлений 30
В. Н. Самойлов. Экспериментальное исследование погрешностей поршневых манометров, вызываемых деформациями 43

Приборы, установка и методы измерения

В. Н. Разумихин, В. А. Борзунов. Поршневые манометры высоких давлений 55
Е. В. Золотых, Л. Л. Бурова. Изучение некоторых свойств манганиновых манометров сопротивления до 10000 *кгс/см²* 62
М. К. Жоховский. Термодинамический метод воспроизведения сверхвысоких давлений 68

Исследования физических свойств жидкостей

Е. В. Золотых. Исследование зависимости вязкости жидкостей от давления до 5000 *кгс/см²* 81
В. Н. Разумихин. Гидростатический метод определения плотности жидкостей при давлениях до 5000 *кгс/см²* 96

Вопросы техники эксперимента

В. А. Борзунов, В. П. Семин. Общая аппаратура, применяемая в экспериментах с высокими давлениями 107

Редактор М. И. Кузнецова. Техн. редактор А. Г. Каширин
Корректоры: Г. М. Фролова, Г. А. Чеботарева

Т04708 Подп. к печ. 4/IV 1960 г. 7,25 ф. п. л. 9,93 усл. п. л. Тир. 2000

Тип. «Московский печатник». Москва, Лялин пер., 6. Зак. 2634

Цена 7 руб.