

С 344.19
В-529

31/VIII-67

ОБЪЕДИНЕННЫЙ
ИНСТИТУТ
ЯДЕРНЫХ
ИССЛЕДОВАНИЙ

Дубна

13 - 3401



Н.М. Вирясов, Ю.Д. Зернин, Э.В. Козубский,
В.А. Русаков, Е.П. Устенко

О НОВОМ ЭЛЕМЕНТЕ СИСТЕМЫ
РАСШИРЕНИЯ ПУЗЫРЬКОВЫХ КАМЕР

ЛАБОРАТОРИЯ ВЫСОКИХ ЭНЕРГИЙ

1967.

13 - 3401

Н.М. Вирясов, Ю.Д. Зернин, Э.В. Козубский,
В.А. Русаков, Е.П. Устенко

О НОВОМ ЭЛЕМЕНТЕ СИСТЕМЫ
РАСПИРЕНИЯ ПУЗЫРЬКОВЫХ КАМЕР



5184 / 1 пр.

В в е д е н и е

В развитии физики высоких энергий большую роль играют пузырьковые камеры. В настоящее время наметилась тенденция к резкому увеличению рабочего объема этих установок. В Советском Союзе и в ряде других стран проектируются пузырьковые камеры с объемом в несколько десятков кубических метров жидкого водорода ^{/1/}. С ростом размеров этих установок существенно возрастает сложность их конструкции, технологии изготовления, а также сложность работ по наладке и обслуживанию.

С другой стороны, в виду повышения требований к статистическому обеспечению экспериментальных результатов значительно возросли требования к надежности и долговечности этой экспериментальной техники. Качество и сроки эксперимента существенно зависят теперь от технического совершенства установки.

Для пузырьковой камеры весьма важную роль играет выбор конструкции системы изменения давления.

Имеется несколько типов конструктивного решения этого узла. Наиболее употребительным среди них является поршневой механизм изменения давления. Однако с точки зрения надежности и долговечности этот вид механизма оставляет желать много лучшего.

Будучи весьма сложным в конструктивном отношении, он подвержен частым поломкам и требует большого внимания при обслуживании.

Существенны и другие недостатки поршневого механизма, например, отсутствие герметичности в узле цилиндр-поршень, загрязнение жидкого водорода в камере продуктами износа поршневого уплотнения, большая масса подвижных деталей и высокие требования к качеству обработки деталей и узлов.

При "водородных" температурах большинство из отмеченных недостатков усугубляется.

В последнее время в связи с проектированием водородных пузырьковых камер объемом в несколько кубометров широко обсуждается возможность применения механизма изменения давления с так называемым "омега-сильфоном"^{1/}. Этот вариант механизма имеет ряд достоинств по сравнению с поршневым. Однако и он не лишен существенных, на наш взгляд, недостатков. Основным из них является невысокая вытеснительная способность (отношение вытесняемого объема к деформации).

В большей части известных проектов, где использован "омега-сильфон", авторы склоняются к совместному применению его с поршневым механизмом, который в этом случае служит приводом. Такая схема решает некоторые вопросы, например, улучшает герметизацию рабочего объема камеры, однако, при этом конструкция механизма усложняется и, следовательно, снижается ее надежность.

Механизм изменения давления, в котором в качестве деформируемого элемента применена мембранная коробка^{2/} (см. рис. 1), по нашему мнению, выгодно отличается от механизма с поршнем или "омега-сильфоном". Именно поэтому расчет и исследование характеристик мембранной коробки представляет практический интерес. В настоящей работе рассмотрены:

- 1) расчет и выбор характеристик мембранной коробки;
- 2) методика и результаты испытаний модели;
- 3) конструктивная схема механизма изменения давления в водородной пузырьковой камере на базе мембранной коробки.

1. Расчет характеристик мембранной коробки

Представляет интерес расчет следующих характеристик мембранной коробки как узла системы изменения давления пузырьковой камеры:

- 1) прочности;
- 2) оптимальной гофрировки мембран и зависимости $\omega_0 = f(p)$, где ω_0 - прогиб мембраны в центре (см), p - давление, ($\text{кг}/\text{см}^2$);
- 3) вытеснительной способности.

§ 1. Прочность мембранной коробки

В механизме измерения давления мембранная коробка выполняет функцию силового элемента малой жесткости. Как уже отмечалось, первостепенную роль в этом случае приобретают вопросы прочности и долговечности.

На рис. 1 схематично изображена мембранная коробка в двух положениях: сжатом и расширенном. Нами исследовалась именно такая коробка.

Известно (см., например, ^{1/3/}), что наиболее опасными являются напряжения в краевом гофре. Для этого элемента мембранной коробки проведем расчет на прочность (см. приложение 1 и рис. 2-5). Задаемся условиями:

- а) внутреннее и внешнее давление взаимно скомпенсированы;
- б) деформации не выходят из области упругих деформаций.

Нами найдено (см. приложение 1), что связь между полной деформацией D_y , действующей силой P и радиусом краевого гофра r имеет вид

$$D_y = 0,5 \frac{\pi P r^3}{E J},$$

J - момент инерции, а момент в точке A равен P_r , т.е. максимальному моменту.

Максимальные изгибающие напряжения σ_u в сварном шве "В" (рис. 4) связаны с толщиной δ стенки краевого гофра, полной деформацией D_y и радиусом r краевого гофра зависимостью

$$\sigma_u = \frac{E \delta D_y}{\pi r^2}.$$

Для допустимой величины деформации

$$[D_y] = \frac{\pi r^2 [\sigma]}{E \delta}.$$

Для стали X18H9T модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^6$ кг/см², а предел усталостной прочности ^{4/} при $T = -196^\circ\text{C}$

$$\sigma_{-1} = 7000 \text{ кг/см}^2.$$

Приняв допускаемое напряжение $[\sigma] = 5000$ кг/см² и воспользовавшись Таблицей 1, в которой протабулирована формула для $[D_y]$ - допускаемой величины деформаций в пределах приемлемых значений r и δ , можно определить все параметры краевого гофра.

Так, при $\delta = 0,8$ мм, $[\sigma] = 5000$ кг/см², радиус краевого гофра должен быть равен 15 мм. При этом $[D_y]$ будет 2,2 мм.

§ 2. Гофрировка мембранной коробки

Как деформируемый элемент гофрированная мембрана обладает лучшей упругостью по сравнению с гладкой мембраной. Размеры гофрировки мембраны, например, трапециевидальной формы задаются обычно как функция толщины δ и полуволны $d^{1/5}$ (см. рис. 6).

Для определения главных напряжений σ и величины прогиба гофрированной мембраны ω_{0M} известны следующие зависимости^{1/5}:

$$\sigma = \frac{p R^2}{\delta^2} S \quad \text{и} \quad \omega_{0M} = \frac{p R^4}{E \delta^3} T,$$

где p — равномерно распределенная нагрузка, кг/см²;

R — радиус гофрированной части мембраны, см;

δ — толщина мембраны, см;

E — модуль Юнга, кг/см².

S и T — коэффициенты, определяемые следующим образом:

$$S = \frac{3 + \sqrt{6(q^2 - 1)}}{(q - 1)(q + 3)} \left(\frac{2}{q - 1} \right)^{\frac{2}{q - 3}}, \quad T = \frac{3}{2(q + 1)(q + 3)},$$

где $q^2 = 1 + 6 \frac{d^2}{\delta^2}$ (см. рис. 6).

Из соображений эффективного нагружения мембраны примем величину допускаемого напряжения для гофрированной ее части такой же, как и в краевом гофре. Связав теперь выражения для δ и ω_{0M} , получим зависимость

$$[\omega_{0M}] = \frac{[\sigma] R^2 T}{E \delta S},$$

которая играет важную роль при расчете мембраны, так как позволяет определить допустимую величину ее прогиба.

§ 3. Расчет характеристики мембраны

Характеристикой мембраны называется зависимость вида $\omega_{0M} = f(p)$, где ω_{0M} – прогиб мембраны в центре, а p – давление. Расчет этой характеристики для конкретно выбранной мембраны дан в Приложении II (см. также Приложение III и "Пример расчета") и проводится по формуле:

$$p = \frac{E \delta^3 \omega_{0M}}{T R^4} \left(1 + \frac{\omega_{0M}^2}{Q^2 \delta^2} \right), \quad (5)$$

где $Q^2 = \frac{7 q^2 (q+4)(q+11)(2q+1)(3q+5)}{1728 (q+1)^2}$ и R_0 – полный радиус мембраны.

Известно /6/, что модуль упругости металлов "E" при снижении температуры вплоть до $T = 20^\circ K$ практически не изменяется.

Отсюда следует, что приведенная здесь зависимость справедлива и в области низких температур. Если обратиться к Таблице 2 Приложения II, то видно, что для мембраны, размеры которой заданы (см. "Пример расчета"), давление $p = 0,334 \text{ кг/см}^2$ вызывает прогиб в центре $\omega_0 = 7,25 \text{ мм}$.

Мембрана с профилем гофрировки другого вида может быть рассчитана по рекомендациям, изложенным в /3/.

§ 4. Вытеснительная способность

При конструировании и расчете мембранной коробки, используемой в системе изменения давления пузырьковой камеры, определяющей величиной является прогиб ω_{0M} центра мембраны. Прогиб мембраны, в свою очередь, определяет величину вытесняемого объема, т.е. вытеснительную способность устройства. Как известно /7/, коэффициент расширения (или, иными словами, отношение вытесняемого объема ко всему объему) в водородных пузырьковых камерах не превышает 2%. Следовательно, он задан при расчете мембранной коробки. Остается определить необходимый прогиб. Этот расчет выполнен в Приложении III. Нами найдено, что полный вытесняемый объем для гофрированной мембраны с краевым гофром равен

$$V = \pi R^2 \left[\omega_{0M} \frac{z+1}{2(z+3)} + D_y \right],$$

где R - радиус гофрированной части мембраны,

ω_{0M} - прогиб центра гофрированной части,

D_y - деформация (ход) краевого гофра,

z - параметр, учитывающий изменение формы упругой поверхности в пределах гофрированной части мембраны при изменении прогиба. Значения z определяются как функция отклонения $\frac{\omega_{0M}}{\delta}$ (см. работу [3]).

Изменением объема в краевом гофре пренебрегаем (см. Приложение III).

Представляет интерес отношение объема, вытесняемого за счет деформации мембранной части коробки V_1 и объема, вытесняемого при деформации краевого гофра V_2 (см. рис. 7).

Установлено, что если величина радиуса краевого гофра и размер гофрировки подобраны так, что напряжения, возникающие в них при деформации коробки, равны по величине, то для рассмотренного случая соотношение $\frac{V_1}{V_2} = 1,63$. Такое соотношение является важным аргументом в пользу мембранной коробки по сравнению с "омега-сильфоном".

В ходе расчета мембранной коробки (см. "Пример расчета") проверялась достоверность полученных результатов либо путем их сопоставления с данными по испытаниям модели, либо (как это сделано для расчета величины r радиуса краевого гофра) путем определения их другим способом. Совпадение результатов в обоих случаях хорошее.

II. Методика и результаты испытаний модели

При изготовлении модели (см. рис. 1а) и ее испытаниях ставились следующие цели:

1. Определить принципиальную возможность применения мембранной коробки в качестве деформируемого силового элемента системы расширения пузырьковой камеры.

2. Определить некоторые конструктивные особенности и требования к технологии изготовления большой мембранной коробки.

Наше внимание было сосредоточено на:

а) технологии изготовления модели коробки из трех блоков (трехсекционная коробка);

б) выполнении сварного шва на краевом гофре;

в) испытаниях модели в условиях, когда напряжения в краевом гофре и в мембране близки к пределу текучести материала (1X18H9T).

Изготовленная нами трехсекционная коробка обеспечила сокращение сроков испытаний, так как позволила одновременно проверить работоспособность разных сварных швов.

В целях экономии времени мы использовали имеющийся гидроштамп для изготовления мембран коробки. При этом естественно, что гофрировка мембран не являлась оптимальной для достижения наиболее выгодного соотношения между напряжениями в мембране и вытесняемым ею объемом.

§ 1. И з г о т о в л е н и е

Как уже говорилось, при изготовлении коробки большое внимание уделялось выполнению сварных швов, расположенных по наружному периметру мембран. Ожидалось, что эти швы будут наиболее слабым местом мембранной коробки. Испытания подтвердили обоснованность этих предположений. Соединение мембран производилось способом аргоно-дуговой сварки путем оплавления так называемых "усов", оставляемых для этой цели на отштампованной мембране (см. рис. 8). Наиболее прочным оказался шов, изображенный на рис. 8а.

Шов № 3 (см. рис. 1а) имел размер "уса" 1-2 мм, № 2-0,5-1 мм и только шов № 1 был изготовлен близким к тому, что изображено на рис. 8а.

§ 2. Испытания модели

Испытания мембранной коробки на усталостную прочность проводились на специальном стенде (см. рис. 9).

Система работает следующим образом.

1. В пневматические клапаны 10 и 11 подается давление, запирающее внутренний объем мембранной коробки 1. Затем давление подается во внутренний объем кожуха 2. Это давление обеспечивает сжатие коробки, оставаясь неизменным в процессе испытаний.

2. Ресивер 8 заполняется сжатым воздухом, впоследствии перепускаемым в коробку.

3. Включается электронный блок, управляющий работой электромагнитных клапанов 7а и 7б (на рис. не показан).

Теперь коробка находится в сжатом состоянии и опирается на контактные датчики 3а. Сигнал от этих датчиков через электронный блок поступает на электромагнитный клапан впуска 7а.

Срабатывает пневмоклапан 10, перепуская в коробку из ресивера необходимое количество воздуха. Происходит быстрое расширение коробки, которая, освободив контактные датчики 3а, дает сигнал на закрытие впускного клапана. Продолжая расширяться, коробка касается нижней мембраной контактного датчика 3б и включает сбросной электромагнитный клапан 7б и пневматический клапан 11. Воздух выбрасывается в атмосферу, а мембранная коробка под действием избыточного давления в кожухе и сил собственной упругости возвращается в сжатое состояние. Датчик 3б, освободившись, дает сигнал на запирание клапана 11. После того как мембранная коробка снова коснется датчиков 3а, цикл повторится, и дальнейшая работа испытательного стенда осуществляется автоматически.

Счетчик числа циклов производит отсчет только в том случае, когда поступает сигнал от контактного датчика 3б.

Результаты испытаний

Основной целью этих испытаний было определение числа срабатываний мембранной коробки до ее разрушения.

В испытаниях на усталостную прочность модели мы воспользовались известным свойством металлов: предел усталостной прочности практически не зависит от скорости и частоты деформаций (см., например, /8/). Основываясь на этом, мы суммировали число деформаций для исправных швов, невзирая на кратковременные остановки в испытаниях.

Нами дважды производился ремонт шва № 3. Первый раз через 17 тысяч циклов, а второй - через 5 тысяч. При втором ремонте шва № 3 "усы" были оплавлены при сварке, так, как это показано на рис. 8а и , несмотря на плохое качество металла в месте сварки, испытавшего три воздействия высокой

температурой и приобретшего пузырьчато-пористую структуру, этот шов выдержал еще 18 тысяч циклов деформации.

Места поломки каждый раз подвергались тщательному осмотру, позволявшему установить причину поломки. Нами установлено, что причиной преждевременных поломок шва № 3 является недостаточно высокое качество его первоначальной сварки и ухудшение структуры металла в процессе последующих сварок.

Остальные два шва - № 2 и № 1 - выдержали 40 000 деформаций без заметных признаков разрушения.

При циклических испытаниях были приняты: вытесняемый объем $V \sim 4000 \text{ см}^3$ и средний ход каждой из мембран коробки $\omega_{0M} = 6,0 \pm 1,5 \text{ мм}$ (что несколько меньше $\omega_{0M} = 7,25 \text{ мм}$, полученного для расчетной коробки). Однако такая величина принятых значений V и ω_{0M} обеспечивала работу модели в области упругих деформаций, близких к пластическим. Полный вытесняемый объем от вакуумированного до поддутого состояния коробки был равен при этом $\sim 6500 \text{ см}^3$.

Кроме циклических испытаний мембранная коробка (рис. 1а) была подвергнута также испытанию на максимально вытесняемый объем, при котором в гофрах появились заметные остаточные деформации. Этот объем в данной модели оказался равным $V_{\max} \sim 8500 \text{ см}^3$ при ходе в центре коробки,

$$\omega'_0 \sim 96 \pm 10 \text{ мм.}$$

Из них $\sim 2500 \text{ см}^3$ приходится на объем, вытесняемый расширяющейся коробкой при изменении давления от 10^{-3} мм рт.ст. до одной ата. При этом ход коробки равен $\omega'_0 = 37 \pm 5 \text{ мм}$. Остальная часть вытесняемого объема $\sim 6000 \text{ см}^3$ обеспечивается подачей во внутреннюю полость коробки избыточного давления $p = 0,35 \text{ кг/см}^2$. При этом $\omega'_0 \sim 58 \pm 5 \text{ мм}$. Отдельно замеренный ход одной мембраны оказался равным $\omega_{0M} \sim 9,8 \pm 1,5 \text{ мм}$ при деформации от разгруженного до поддутого состояния. Определение хода и вытесненного объема проводилось прямым замером. Точность определения объемов $\pm 50 \text{ см}^3$.

Некоторые замечания

А. Испытания модели были проведены при комнатной температуре. Известно, (см. /4/, /6/ и /9/), что прочностные свойства металлов (в том числе стали 1Х18Н9Т) существенно зависят от температуры. Так, с понижением до значе-

ний $T = 20 - 30^{\circ}\text{K}$ усталостная прочность возрастает в 2,5-4 раза по сравнению с ее значениями при комнатной температуре ($T = 300^{\circ}\text{K}$). Так как при этом величина напряжений в металле практически остается на прежнем уровне, то существенно улучшается соотношение между пределом усталости и напряжениями, вызванными рабочей нагрузкой.

Б. Испытанная модель мембранной коробки имела профиль гофрировки мембран, существенно отличающийся от оптимального (например, такого, как в расчетном варианте). При осуществлении оптимального варианта гофрировки снижаются напряжения в металле коробки и улучшается соотношение между величиной напряжений и вытесняемым объемом.

В. Качество первых сварных швов на краевом гофре в испытанной модели было недостаточно высоким. Не исчерпаны также возможности улучшения конструкции сварного шва. Имеется, следовательно, конструктивный и технологический резерв для снижения напряжений в сварном шве краевого гофра.

Крайне важным является то обстоятельство, что зависимость $N = f(\sigma_{\max})$ числа деформаций от величины максимальных действующих напряжений в металле носит степенной характер $^{/8/}$ и $^{/10/}$. Возрастание N по степенному закону происходит независимо за счет эффекта, отмеченного в замечаниях А, Б и В.

Таким образом, следует ожидать повышения эффективности и резкого увеличения долговечности мембранной коробки, т.е. увеличения числа N ..

III . Возможный вариант конструктивной схемы механизма изменения давления с мембранной коробкой

§ 1. Конструкция

Нами была рассмотрена конструктивная схема механизма изменения давления в водородной пузырьковой камере, изображенная на рис. 10. Этот механизм состоит из трех главных частей: а) "холодной" части - узла механизма, введенного в рабочий объем камеры, непосредственно контактирующего с жидким водородом и содержащего в качестве деформируемого элемента мембранную коробку.

б) "Теплой" части - пневматического диафрагменного привода, управляющего расширением - сжатием рабочей жидкости.

в) Теплоизолирующей части, являющейся в то же время разграничителем "теплой" и "холодной" зон с температурой, соответственно, $T = 300^{\circ}\text{K}$ и $T = 25 - 27^{\circ}\text{K}$.

Передача усилий расширения - сжатия от диафрагмы 8 к мембранной коробке 4 осуществляется через вытеснитель газообразным гелием, заполняющим внутренний объем механизма, образуемый мембранной коробкой 4, трубой 5 и частью расширительной камеры 11 под диафрагмой. С целью сокращения расхода газа, подаваемого в объем над диафрагмой 8, значительная часть этого внутреннего объема механизма вытеснена жидким неоном и свободноплавающим легким вытеснителем 14. Вытеснитель играет также роль теплоизолятора между "холодной" и "теплой" зонами механизма, а также препятствует разбрызгиванию холодного неона на теплые стенки цилиндрической трубы во время действия механизма.

Для нормальной работы механизма не требуется полной герметизации вытеснителя в цилиндре. Его уплотнение должно обеспечить отсутствие конвекции газа между нижним объемом, где находится холодный неон (при $T = 26 - 27^{\circ}\text{K}$), и верхним объемом, где находится теплый гелий (при $T = 300^{\circ}\text{K}$). Необходимый перепад температур поддерживается также путем ограничения теплового потока за счет малой теплопроводности и достаточной длины вытеснителя и цилиндрической трубы.

Заметная часть ограничения конвективного теплопереноса обязана вертикальному положению цилиндрической трубы. Нейтрализация остающегося теплоподвода осуществляется с помощью соответствующих теплообменников. Работа механизма становится понятной при рассмотрении рис. 10.

§ 2. Применение неона

Применение неона в качестве жидкого "штока" для вытеснения газа из-под твердого вытеснителя обеспечивает этому механизму важное достоинство: возможность безопасного вскрытия внутреннего объема механизма в случае поломки (например, разрыва эластичной диафрагмы).

Пригодность неона для использования его с указанной целью в водородной пузырьковой камере следует из теплофизических свойств этого газа: тройная точка - $24,54^{\circ}\text{K}^{11/}$;

температура плавления - $24,57^{\circ}\text{K}^{/12/}$;

температура кипения - $27,09^{\circ}\text{K}$.

Давление насыщенных паров ^{/12/}

$T^{\circ}\text{K}$	p ат
25,6	0,59
26,4	0,80
27,1	1,0
32,8	4,17

Из приведенных цифр видно, что рабочей области температур водородной пузырьковой камеры ($25-27^{\circ}\text{K}$) соответствует жидкое состояние неона.

Плотность жидкого неона при $T=25^{\circ}\text{K}$ невысока, $\approx 1,204 \text{ г/см}^3$, что также является положительным качеством в быстро действующем механизме, где развиваются большие инерционные усилия.

Недостатком неона является его высокая стоимость.

Описанная конструктивная схема механизма с мембранной коробкой представляется работоспособной, перспективной и обладающей рядом преимуществ по сравнению с известными, в особенности в применении к водородным пузырьковым камерам.

З а к л ю ч е н и е

1. Результаты испытаний модели мембранной коробки позволяют утверждать, что применение ее в качестве расширительного деформируемого элемента механизма изменения давления водородной пузырьковой камеры вполне возможно и целесообразно. Целесообразность такого применения очевидна ввиду:

- а) полной герметизации объема пузырьковой камеры в узле системы изменения давления;
- б) отсутствия истирающихся уплотнений, как это имеет место в поршневых механизмах, что исключает загрязнение рабочего вещества камеры;
- в) высокой эффективности вытеснения объема за счет упругой деформации мембран коробки (60-68% от V — полного вытесняемого объема) и краевого гофра (32-40% от V).

2. Предложенный вариант механизма изменения давления обладает рядом достоинств, среди которых:

а) малая инерционность подвижных частей (мембранная коробка, жидкий неон, вытеснитель, газ и диафрагма). Например, для 800-литровой водородно-пузырьковой камеры вес перечисленных подвижных частей по грубым оценкам не превысит ~ 15 кг, в то время как суммарный вес движущихся деталей поршневого механизма существующих камер такого объема равен ~ 70 кг;

б) простота конструкции и сборки, невысокие требования к точности изготовления деталей и, как следствие, - увеличение срока службы механизма;

в) существенное улучшение равномерности расширения по объему камеры вследствие малого хода мембранной коробки.

В заключение авторы выражают благодарность Л.Н.Беляеву и И.С.Сайтову за участие в обсуждениях и Ю.П.Бушуеву за помощь в проведении испытаний модели.

П р и л о ж е н и е I

1. Расчет на прочность краевого гофра

а) Деформация

Найдем прогиб D_{y_p} под действием силы P (см. рис. 2). Момент силы $M(x) = P x$; плечо $x = r(1 - \cos \theta)$, тогда $M(x) = Pr(1 - \cos \theta)$.

Прогиб от силы P :

$$D_{y_p} = \int \frac{M(x)}{E J} dS = \int \frac{P x^2 r x}{E J} d\theta = \frac{P r^3}{E J} \int (1 - \cos \theta)^2 d\theta;$$

$$D_{y_p} = \int (1 - 2\cos \theta + \cos^2 \theta) d\theta = \theta \Big|_0^\pi - \sin \theta \Big|_0^\pi + \left(\frac{1}{2} \sin \theta \cos \theta + \frac{\theta}{2} \right) \Big|_0^\pi = \frac{3}{2} \pi$$

$$\Gamma_{y_p} = \frac{3 \pi P r^3}{2 E J}.$$

Здесь E - модуль Юнга,
 J - момент инерции,
 S - дуга.

Найдем прогиб $D_{Y_{M_1}}$ от действия момента M_1 (см. рис. 3).

$$D_{Y_{M_1}} = \int \frac{M_1 x}{E J} dS = \int \frac{P r}{E J} r (1 - \cos \theta) r d\theta = \frac{P r^3}{E J} \theta \Big|_0^\pi; D_{Y_{M_1}} = \frac{\pi r^3}{E J};$$

Полная деформация

$$D_Y = D_{Y_P} + D_{Y_{M_1}} = 0,5 \frac{\pi P r^3}{E J}.$$

Угол поворота касательной в точке A .

Угол поворота от силы P найдем из выражения:

$$\Delta \theta_P = \int \frac{M dS}{E J} = \int \frac{P x dS}{E J} = \frac{P}{E J} \int r (1 - \cos \theta) r d\theta = \frac{P r^2}{E J} [\theta \Big|_0^\pi - \sin \theta \Big|_0^\pi];$$

$$\Delta \theta_P = \frac{\pi P r^2}{E J}.$$

Но в нашем случае конец A заделан шарнирно, что эквивалентно действию момента M_1 в точке A .

Тогда

$$\Delta \theta_P - \Delta \theta_{M_1} = 0.$$

Угол поворота от M_1 :

$$\Delta \theta_{M_1} = \int \frac{M_1 dS}{E J} = \frac{M_1}{E J} \int r d\theta = \frac{M_1 r}{E J} \pi = \Delta \theta_P$$

$$\frac{\pi M_1 r}{E J} = \frac{\pi P r^2}{E J}; \quad M_1 = P r.$$

Момент в точке B : $P \cdot 2r - M_1 = 2P r - P r = P r$.

Тогда момент в точке A равен $-P r$, т.е. максимальному моменту.

б) Напряжения

Максимальные напряжения в сварном шве "В" (рис. 4 и 5):

$$\sigma_{\max} = \sqrt{(\sigma_u + \sigma_{pr})^2 + \sigma_p^2},$$

где σ_u - изгибающие напряжения от деформации;

σ_{pr} - напряжения, вызываемые внутренним давлением (касательная составляющая);

σ_p - напряжения вдоль оси (продольной) краевого гофра от внутреннего давления (перпендикулярная составляющая).

Вследствие того, что внутреннее давление практически скомпенсировано давлением с внешней стороны коробки $\sigma_{pr} = \sigma_p = 0$ и, следовательно, напряжения в шве краевого гофра обусловлены только изгибом, т.е. равны σ_u ,

$$\sigma_u = \frac{M}{W_x}; \quad W_x = \frac{b \delta^2}{6},$$

где b - ширина полоски. Принимаем "в" равным 1 см;

δ - толщина.

$$\sigma_u = \frac{Pr}{\frac{\delta^2}{6}} = \frac{Pr \delta}{2J},$$

откуда

$$P = \frac{2\sigma J_x}{r \delta}; \quad [D_y] = \frac{\pi r^2 [\sigma]}{E \delta}; \quad \sigma_u = \frac{E \delta D_y}{\pi r^2}.$$

Для стали Х18Н9Т $E = 2 \cdot 10^6$ кг/см².

Из /4/ следует, что предел усталостной прочности для той же стали

$$\sigma_{-1} = 7000 \text{ кг/см}^2$$

(в предположении, что при низких температурах соотношение $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma} = 0,42$ остается в силе). Примем допускаемое напряжение $[\sigma] = 5000 \text{ кг/см}^2$.

Ниже протабулирована формула для $[D_y]$.

Т а б л и ц а № 1

Зависимость допустимого прогиба $[D_{\gamma}]$ от радиуса краевого гофра r и толщины его стенки δ .

$\frac{\delta}{z}$ мм	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
5	0,392	0,327	0,280	0,245	0,218	0,196
10	1,586	1,310	1,120	0,980	0,871	0,784
15	3,532	2,943	2,523	2,207	1,962	1,766
20	6,280	5,233	4,486	3,925	3,489	3,140
25	9,812	8,177	7,010	6,132	5,451	4,906
30	15,30	11,775	10,093	8,833	7,850	7,065
35	19,232	16,027	17,737	12,020	10,684	9,616

П р и л о ж е н и е П

Расчет характеристики мембран

Зависимость $p = f(\omega_{0M})$ имеет вид: $p = \frac{E \delta^3 \omega_{0M}}{TR_0^4} (1 + \frac{\omega_{0M}^2}{Q^2 \delta^2})$. Для выбранной нами мембраны с полным радиусом $R_0 = 240$ мм толщиной $\delta = 0,8$ мм, радиусом краевого гофра $r = 15$ мм и с трапециевидальным профилем гофрировки

$$\ell = \frac{d}{0,2} = \frac{4}{0,2} = 20 \text{ мм}; \quad b = d = 4 \text{ мм}; \quad c = 0,45 \ell = 9,0 \text{ мм}$$

$$s = b + 2c = 1,1 \ell = 22,0 \text{ мм (см. рис. 6)}.$$

$$Q^2 = \frac{7q^2 (q+4)(q+11)(2q+1)(3q+5)}{1728 (q+1)^2} =$$

$$= \frac{7 \cdot 12,3^2 (12,3+4)(12,3+11)(2 \cdot 12,3+1)(3 \cdot 12,3+5)}{1728 (12,3+1)^2} = 842 \quad Q^2 = 842$$

Т а б л и ц а № 2

Зависимость прогиба мембраны ω_0 от давления P .

ω_0 см	P кг/см ²	ω_0 см	P кг/см ²	ω_0 см	P кг/см ²	ω_0 см	P кг/см ²
0,05	0,021	0,35	0,150	0,65	0,294	0,95 1,00	0,470 0,498
0,10	0,042	0,40	0,173	0,700	0,321	1,05	0,531
0,15	0,063	0,45	0,187	0,725	0,334	1,10 1,15	0,566 0,602
0,20	0,084	0,50	0,220	0,75	0,348	1,20 1,25	0,639 0,677
0,25	0,103	0,55	0,244	0,80	0,376	1,30 1,35	0,717 0,758
0,30	0,131	0,60	0,299	0,85	0,405	1,4 1,45 1,50	0,802 0,847 0,893

П р и л о ж е н и е III

Расчет вытесняемого объема

Из рис. 7 видно, что объем может быть выражен как сумма V_1 и V_2 .
Предположив для простоты, что объем, вытесняемый одной мембраной, равен 1% от объема камеры, запишем:

$$V = V_1 + V_2 = 1\%.$$

V_1 - вытесняемый объем, без учета влияния краевого гофра, равен (см. рис.7а):

$$V_1 = \int_1^R 2\pi r \omega dr,$$

где

$$\omega = \omega_0 \left\{ \frac{1}{z-1} [2\rho^{z+1} - (z+1)\rho^2] + 1 \right\}.$$

Здесь $\rho = \frac{r}{R}$, а z определяется как функция отношения $\frac{\omega_0}{\delta} / 3/$.
 После интегрирования имеем:

$$V_1 = \pi R^2 \omega_0 \frac{z+1}{2(z+3)}$$

Объем V_2 , образующийся при параллельном перемещении деформированной мембраны, в точности равен:

$$V_2 = \pi R^2 D_Y,$$

где D_Y - деформация гофра.

Докажем, что изменением объема в краевом гофре можно пренебречь, (см. рис. 11).

$$r = r(\theta); \quad l = \text{Const.}$$

Определим объем разрезанного кольца единичной высоты как функцию центрального угла в предположении, что после деформации контур сохраняет форму окружности: $r = \frac{l}{2(\pi - \theta)}$; $V_1 = r^2 \text{Sin } \theta \text{ Cos } \theta$ $V_2 = r^2(\pi - \theta)$;

$$V = \frac{l^2}{4} \left(\frac{\text{Sin } \theta \text{ Cos } \theta}{(\pi - \theta)^2} + \frac{1}{\pi - \theta} \right).$$

Исследуем эту функцию на максимум.

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{l^2}{2} \left[\frac{\text{Cos }^2 \theta}{(\pi - \theta)^2} + \frac{\text{Cos } \theta \text{ Sin } \theta}{\epsilon(\pi - \theta)^3} \right],$$

если $\frac{dV}{d\theta} = 0$, то $(\pi - \theta) \text{Cos }^2 \theta + \text{Cos } \theta \text{ Sin } \theta = 0$. Это равенство выполняется, во-первых, при $\text{Cos } \theta = 0$, т.е. при $\theta_1 = \frac{\pi}{2}$, и, во-вторых, при $(\pi - \theta) \text{Cos } \theta + \text{Sin } \theta = 0$, т.е. при $\pi - \theta = -\text{tg } \theta$. Отсюда $\theta_2 = \pi$.

Таким образом, увеличение объема краевого гофра происходит при его деформации до $\theta = \frac{\pi}{2}$ (в реальном изделии подобная деформация не имеет места).
 Определим теперь интенсивность изменения объема и угол, до которого ΔV - приращение объема - возрастает).

$$\frac{d^2 V}{d\theta^2} = \frac{l^2}{2} \left[-\frac{2 \text{Sin } \theta \text{ Cos } \theta}{(\pi - \theta)^2} + \frac{3 \text{Cos }^2 \theta - \text{Sin }^2 \theta}{(\pi - \theta)^3} + \frac{3 \text{Sin } \theta \text{ Cos } \theta}{(\pi - \theta)^4} \right],$$

при $\theta = \frac{\pi}{2}$; $\frac{d^2 V}{d\theta^2} < 0$, что подтверждает наличие максимума для этой функции. Вычисления показывают, что $\frac{d^2 V}{d\theta^2} = 0$ при $\theta = 35^\circ$.

Деформация в 35° также не имеет места. Реальная деформация, например, в расчетном варианте мембранной коробки осуществляется на угол $\theta = 7^\circ - 8^\circ$. Так как $\frac{\Delta V}{V} = 100 \frac{V_2 - V_1}{V_1} = 3,54\%$ от первоначального объема краевого гофра, то приращением объема можно пренебречь, поскольку объем самого краевого гофра составляет 2-5% от полного вытесняемого объема.

Тогда полный вытесняемый мембраной объем равен:

$$V = V_1 + V_2 = \pi R^2 \left[\omega_{0M} \frac{z+1}{2(z+3)} + D_Y \right].$$

Пример расчета мембранной коробки

Исходные данные:

- 1) объем пузырьковой камеры - 80 литров;
- 2) диаметр коробки - $D = 480$ мм (рис. 1);
- 3) радиус мембран коробки $R = 210$ мм;
- 4) радиус краевого гофра $r = 1,5$ см (см. Таблицу № 1);
- 5) толщина металла $\delta = 0,08$ см;
- 6) металл - сталь 1Х18Н9Т;
- 7) модуль упругости - $E = 2 \cdot 10^6$ кг/см²;
- 8) допускаемые напряжения - $[\sigma] = 5000$ кг/см².

Необходимо рассчитать:

- а) вытесняемый объем V ,
- б) величину допустимого прогиба $[\omega_{0M}]$,
- в) характеристику мембраны $p = f(\omega_{0M})$ и определять размеры гофрировки мембран.

Согласно приведенной Таблице № 1, $D_Y = 2,200$ мм. Вытесняемый объем, приходящийся на одну мембрану коробки, для простоты считаем равным половине полного объема, вытесняемого всей коробкой $V = 800$ см³.

Величина прогиба (хода) одной мембраны в центре будет:

$$\omega_{0M} = \left(\frac{V}{\pi R^2} - D_Y \right) \frac{2(z+3)}{z+1} = \left(\frac{800}{3 \cdot 14 \cdot 21^2} - 0,02 \right) \frac{2(150+3)}{150+1} = 0,725 \text{ см},$$

где $z = 150$ (см. работу ^{/3/}) получено экстраполяцией.

Полный прогиб $\omega_{0n} = \omega_{0M} + D_Y = 0,725 + 0,22 = 0,945$ см. С другой стороны,

$$[\omega_{0_n}] = \frac{[\sigma] R^2 T}{E \delta S}$$

Для определения значений T и S введем дополнительные данные о гофрировке. Для характеристики мембраны важную роль играют толщина (которая уже задана) и глубина гофрировки d (см. работу^{/3/}). Примем $d = 4$ мм (см. рис. 6). Тогда при $\eta = 12,30$; $T = 0,74 \cdot 10^{-2}$; $S = 0,133$ допустимый прогиб

$$[\omega_{0_n}] = \frac{5000 \cdot 24^2 \cdot 0,74 \cdot 10^{-2}}{2 \cdot 10^6 \cdot 0,08 \cdot 0,133} = 1,00 \text{ см.}$$

Полученный результат хорошо совпадает со значением полного прогиба $\omega_{0_n} = 0,945$ см. Определим объемы V_1 и V_2 и сравним их.

$$V_1 = \pi R^2 \omega_{0_M} \frac{z+1}{2(z+3)} = 3,14 \cdot 21^2 \cdot 0,725 = \frac{150+1}{2(150+3)} = 495,34 \text{ см}^3$$

$$V_2 = \pi R^2 D_Y = 3,14 \cdot 21 \cdot 0,22 = 304,64 \text{ см}^3$$

$$V_1 + V_2 = 799,98 \text{ см}^3 - \text{полный вытесняемый объем.}$$

Отклонение от заданной величины (800 см^3) мало. Следовательно, расчетные формулы верны. Изменение вытесняемого объема за счет прогиба мембраны V_1 составляет ~ 62,0%, в то время как за счет деформации краевого гофра V_2 ~ 38,0% от полного изменения объема V даже в случае, когда величина прогиба в центре мембраны ω_{0_M} в два раза меньше радиуса краевого гофра.

Проверка по давлению. Итак, для выбранной нами мембранной коробки образование прогиба $\omega_{0_M} = 7,25$ мм вызывается давлением $p = 0,334 \text{ кг/см}^2$. Определим отсюда величину радиуса краевого гофра r мембранной коробки.

1. Сила, действующая на единицу длины периметра краевого гофра:

$$P = \frac{p D}{4} = \frac{0,334 \cdot 42}{4} = 3,52 \text{ кг/см}$$

где D - диаметр мембраны, исключая краевой гофр.

2. Радиус определяем по формуле $D_{\gamma} = 0,5 \frac{\pi P r^3}{E J}$, откуда

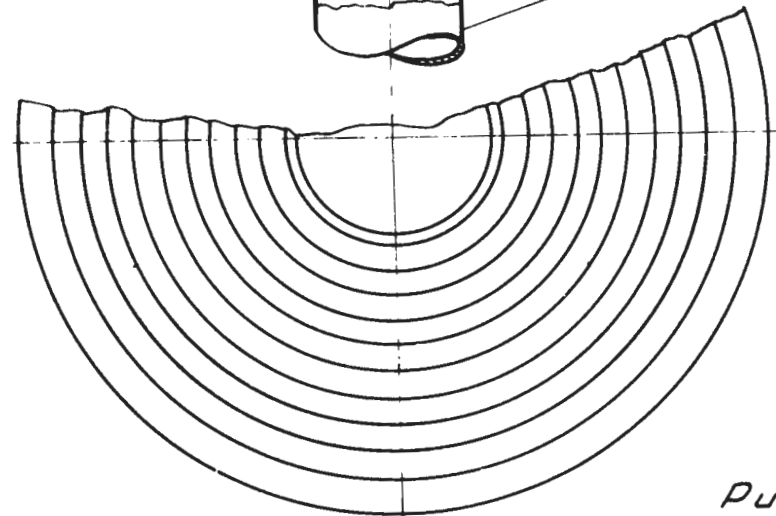
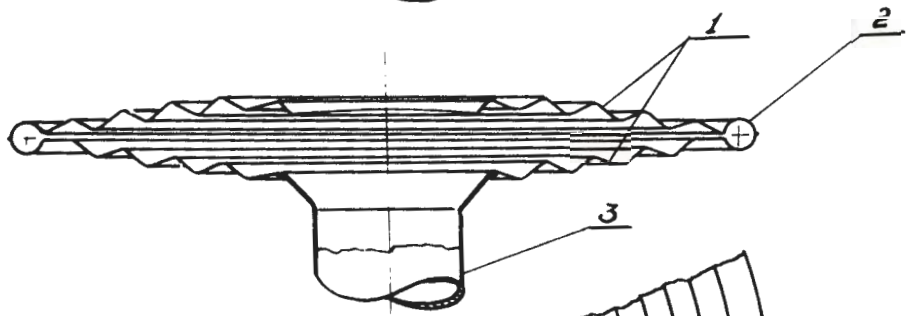
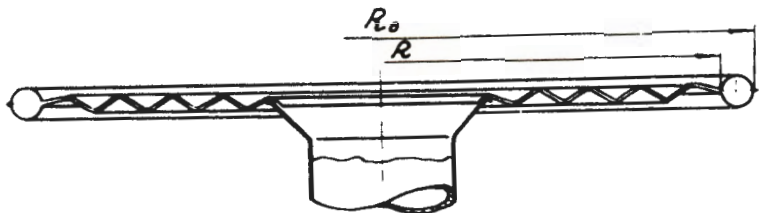
$$r = \sqrt[3]{\frac{D E J}{0,5 \pi P}} = \sqrt[3]{\frac{0,22 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,426 \cdot 10^{-4}}{0,5 \cdot 3,14 \cdot 3,52}} = 1,508 \text{ см.}$$

Это значение совпадает с величиной $r = 15$ мм, рассчитанной по допускаемым напряжениям и по выбранной толщине материала. (См. Таблицу № 1).

Л и т е р а т у р а

1. а) BNL 10474 C-73 may 1966 "The Cryogenic Bubble Chamber an Accelerator Research Facility".
- б) "Innovations in Bubble Chamber Devices".
США доклад на комиссии по атомной энергии, июнь 1965 г.
- в) "Proposal for the Construction of a 12 foot Hydrogen Chamber".
Разработка для Чикагского университета по контракту W-31-109-Eng-38.
2. Э.В. Козубский, Е.П. Устенко, И.С. Сайтов, Ю.А. Шишов. "Устройство для расширения пузырьковой камеры". Авторское свидетельство № 164080, март 1964 г.
3. А.Е. Андреева. Упругие элементы приборов, Машгиз. Москва, 1962 г.
4. "Машиностроительные стали". Справочник конструктора Машгиз 1962 г.
5. "Trans. of the ASME" v. 79, N1, 1957. Haringx J.A. "Design of corrugated diaphragms" and Dressler R.F. "Investigations of the properties diaphragms".
6. Г.В. Ужик. "Пластичность и прочность металлов при низких температурах". Изд. АН СССР, (1957).
7. "Technology and Uses of Liquid Hydrogen" 1964.
8. В.И. Феодосьев "Сопротивление материалов". "Наука" Москва 1964 г.
9. Ю.А. Александров и др. "Пузырьковые камеры", Госатомиздат Москва, 1963.
10. С.Д. Пономарев и др. "Расчеты на прочность, т. III", Машгиз 1959 г.
11. Р.Б. Скотт. Техника низких температур. Изд. иностранной литературы, Москва 1962.
12. М.П. Малков, И.Б. Данилов, А.Г. Зельдович, А.Б. Фрадков. Справочник по физико-техническим основам глубокого охлаждения". Госэнергиздат, Москва, 1963.
13. Справочник машиностроителя, т. III, Машгиз 1951 г.

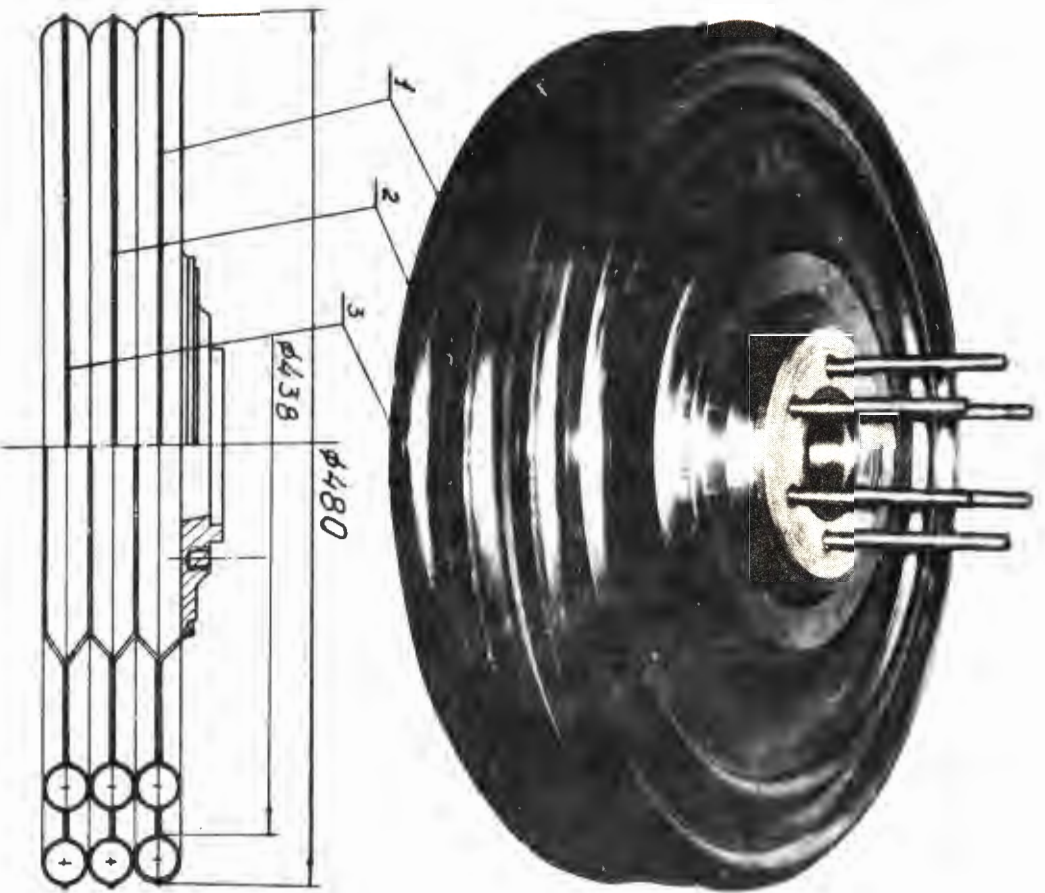
Рукопись поступила в издательский отдел
16 июня 1967 г.



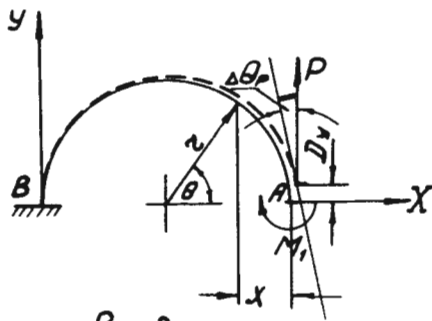
Мембранная коробка

- 1. Гофрированные мембраны.*
- 2. Краевой гофр.*
- 3. Горловина.*

Рис. 1.



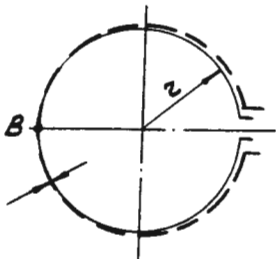
Puc. 1a



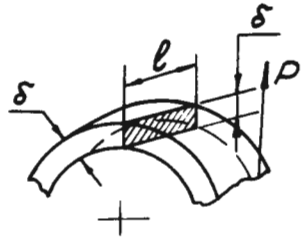
Puc. 2



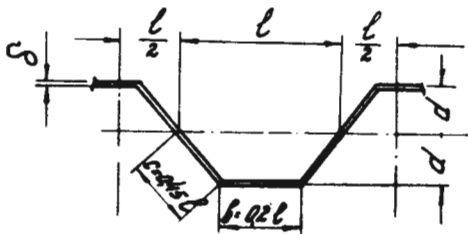
Puc. 3



Puc. 4



Puc. 5



$$s = l + 2c_0 = 1.1l$$

Puc. 6

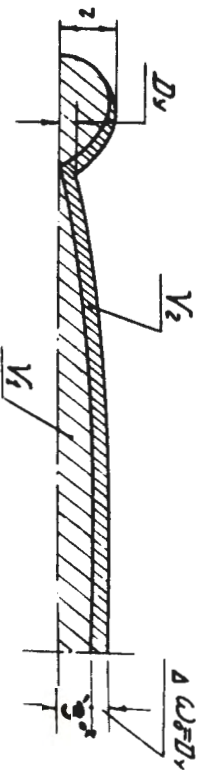


Fig. 7.

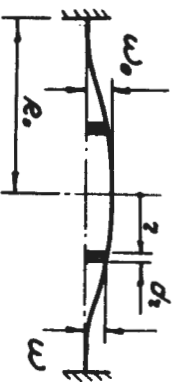


Fig. 7a

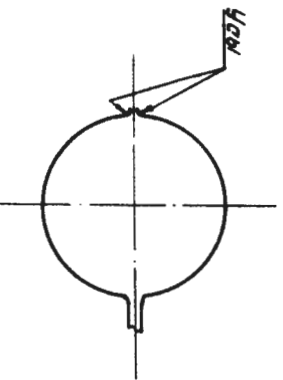


Fig. 8

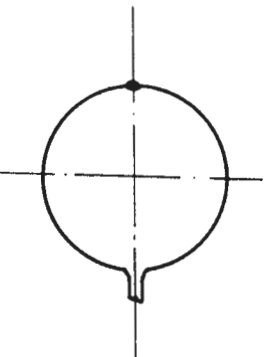


Fig. 8a

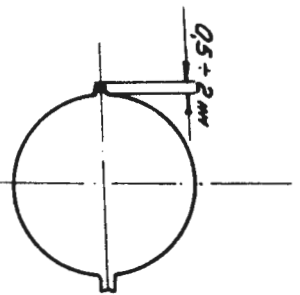


Fig. 8b

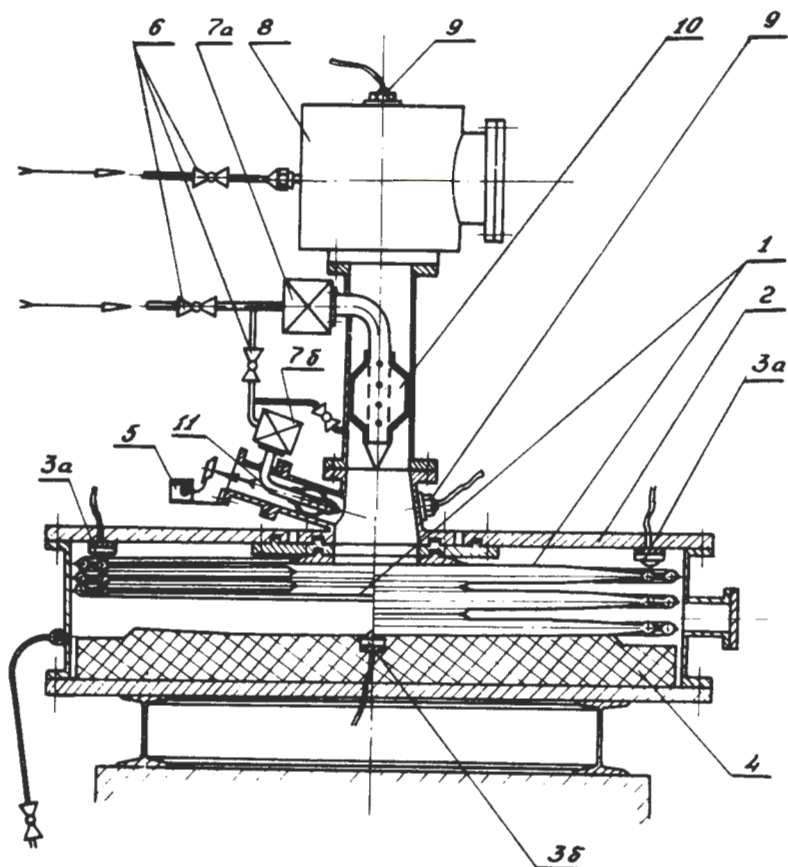


Рис. 9.

1 - Мембранная коробка. 2 - Герметичный кожух. 3а, 3б - контактные датчики положения мембранной коробки. 4 - Опорная „подушка“. 5 - Счетчик числа деформаций. 6 - Вентили воздушные. 7а, 7б - Впускной и сбросной электромагнитные клапаны. 8 - Ресивер. 9 - Датчики давления. 10 - Пневмоклапан впускной. 11 - Пневмоклапан сбросной.

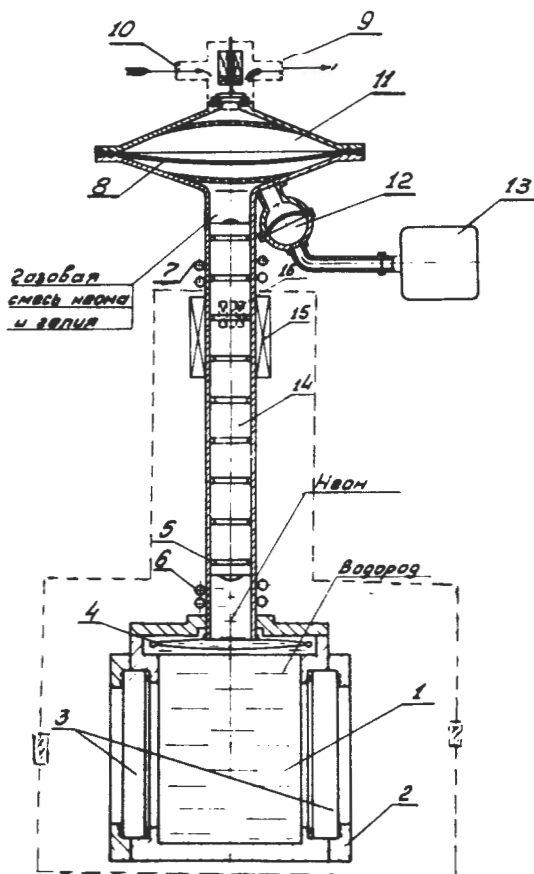
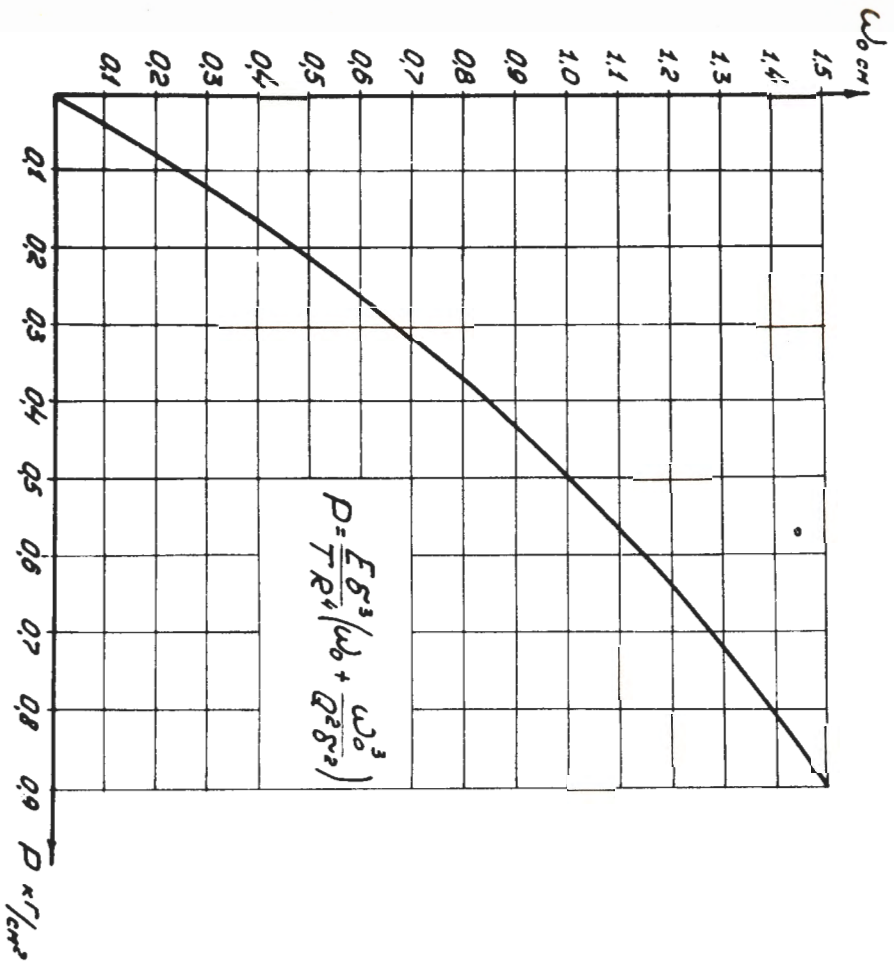


Рис. 10.

1 - Рабочий объем камеры; 2 - корпус камеры; 3 - стекла; 4 - мембранная коробка; 5 - цилиндрическая труба; 5 и 7 - теплообменники „холодной“ и „теплой“ зоны; 8 - диафрагма; 9 и 10 - сбросное и впускное отверстия; 11 - расширительная камера; 12 - камера стабилизатора давления; 13 - баллон; 14 - вытеснитель.



Puc. 12.