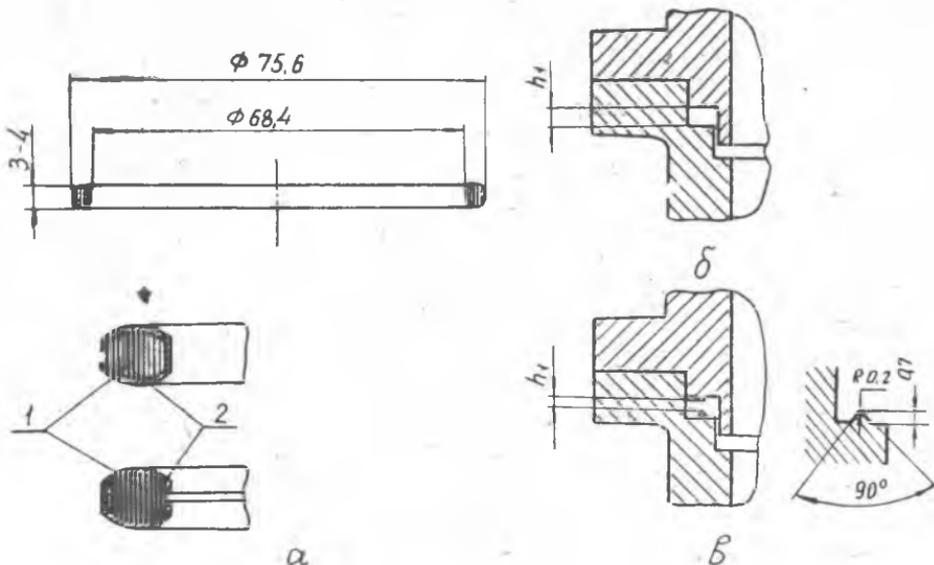


В. А. БОРИСОВ, Д. Ф. ПИЦУГИН

НЕКОТОРЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УПЛОТНИТЕЛЬНЫХ КОЛЕЦ С УПРУГИМ ЭЛЕМЕНТОМ ИЗ МАТЕРИАЛА МР В МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКЕ

Кольца для уплотнения разъемных соединений не должны допускать проникновения уплотняемой среды через материал самого кольца; должны перекрывать микронеровности от обработки на уплотнительных поверхностях фланцев и кольца, компенсировать отклонения от заданной геометрии соединения (волнистость поверхностей, перекосы, коробления и т. д.), а также деформации, возникающие в работе при нагружении узла и обладать постоян-



Фиг. 1. а — конструкция уплотнительного кольца с упругим элементом из МР; б — фланцевое соединение с плоским замком; в — фланцевое соединение, замок которого выполнен с ножами.

вом всех свойств в течение необходимого времени в условиях эксплуатации [1, 2].

Использование МР позволяет создавать конструкции уплотнительных колец, которые вполне отвечают перечисленным выше требованиям.

Конструкция уплотнительного кольца (фиг. 1 а) представляет собой упругий элемент из МР 1, заключенный в тонкую податливую металлическую или пластиковую непроницаемую оболочку 2. Упругий элемент из МР позволяет получить высокую упругую деформацию кольца, за счет которой удовлетворяются третье и четвертое из перечисленных выше условий. Первое и второе требования выполняются надлежащим выбором материала оболочки, который должен обладать достаточно высокой пластичностью и непроницаемостью для уплотняемой среды. Применение соответствующих материалов (нержавеющей проволоки, фольги и др.), свойства которых мало меняются при хранении и работе, дает возможность в большой степени обеспечить пятое требование.

Исследуемые кольца и упругие элементы нагружались в установке, которая имитировала деформацию колец во фланцах при повторных затяжках. Имитаторы фланцев имели плоский замок (фиг. 1 б) или замок с ножами (фиг. 1 в). По результатам испытаний строились кривые деформации колец при увеличении и снижении нагрузки в виде зависимости

$$q = f(\epsilon),$$

или

$$q_n = \varphi(\epsilon).$$

Здесь q — контактное давление на уплотнительных поверхностях, кг/мм^2 ;

q_n — погонное контактное давление на уплотнительных поверхностях, кг/мм ;

ϵ — степень сжатия или относительная деформация колец.

Величина погонного давления рассчитывалась по формуле

$$q_n = \frac{Q}{\pi D_{\text{ср}}},$$

где Q — общая нагрузка на кольцо, кг ;

$D_{\text{ср}}$ — средний диаметр кольца, мм .

Размеры исследованных колец приведены на фиг. 1 а.

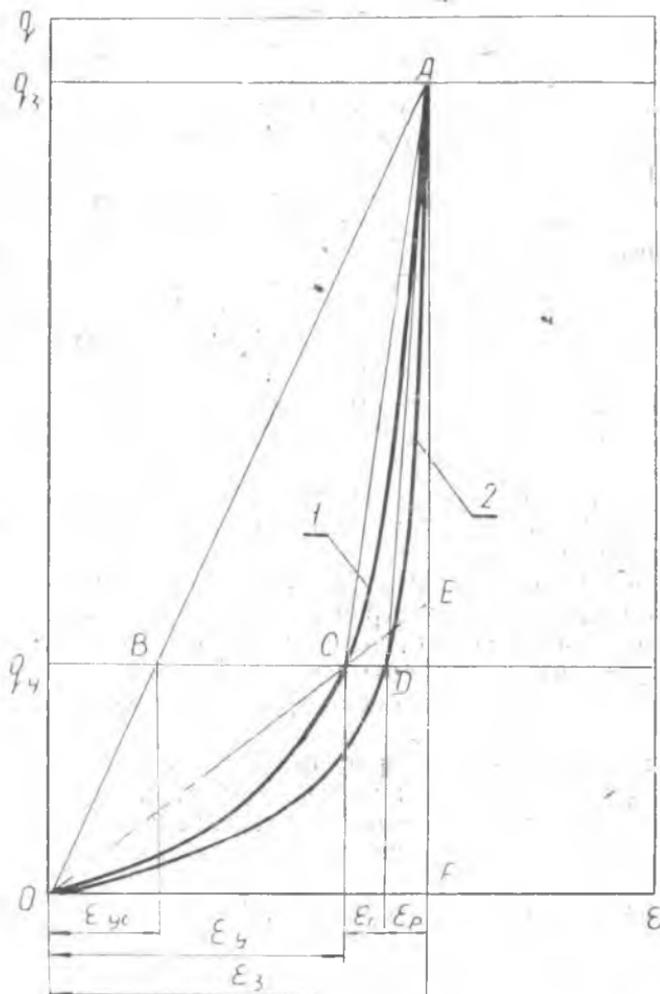
Основные данные колец: материал проволоки упругого элемента ЭП-322 $\frac{\text{ЧМ Т У}}{\text{ЦНИИЧМ}}$ 910—63, диаметр проволоки упругого элемента $d = 0,1^{\pm 0,01} \text{ мм}$, диаметр спирали $D = 1^{\pm 0,05} \text{ мм}$, вес $G = 8$ и 10 г , давление прессования $q_{\text{пр}} = 3800 \text{ кг/см}^2$, оболочка кольца — медная фольга толщиной $0,3 \text{ мм}$, давление калибровки кольца $q_{\text{кл}} = 800 \text{ кг/см}^2$.

При первых нагружениях происходит переориентировка спиралей и уплотнение материала МР, что приводит к появлению остаточной деформации и некоторому изменению вида кривых

деформации. После ряда последовательных нагружений происходит стабилизация цикла нагружения. Ввиду того, что стабилизированный цикл является устойчивым для каждого кольца, сравнение упругих характеристик колец проводилось именно по нему.

Рассмотрим работу уплотнительного кольца во фланцевом соединении.

При затяжке соединения деформация кольца происходит по кривой нагружения 1 (фиг. 2) и достигает определенного максимального значения, зависящего от усилия затяжки и конструкции фланцев. Рассматриваемые кольца используются, как правило, в соединениях, фланцы которых затягиваются до упора по торцо-



Фиг. 2. Деформация уплотнительного кольца с упругим элементом из МР во фланцевом соединении.

вым (привалочным) поверхностям (фиг. 1 б, в). Поэтому кольца имеют ограниченную степень обжатия при затяжке, которая может быть задана соотношением

$$\varepsilon_3 = \frac{h_k - h_1}{h_k}, \quad (1)$$

где h_k — высота сечения кольца;

h_1 — расстояние между уплотнительными поверхностями или между ножами после затяжки соединения.

Выбранному ε_3 должны соответствовать такие давления q_3 или $q_{3п}$ на уплотнительных поверхностях, которые обеспечили бы герметичность соединения в любых условиях работы.

Вибрации, термические и другие деформации уплотнительных поверхностей фланцев вызывают увеличение размера h_1 (ослабление сжатия). При этом падение q на уплотнительных поверхностях происходит по кривой разгрузки 2. (Фиг. 2). Если q упадет ниже какого-то q_y (давления уплотнения), то наступит разгерметизация соединения. Контактное давление q_y разделяет кривую деформации на две части: начальную и рабочую.

Начальная часть кривой до $q = q_y^*$ соответствует деформации кольца, при которой отсутствует герметичность. При этом происходит компенсация отклонений от заданной геометрии соединения и пластическая деформация поверхности оболочки, за счет которой обеспечивается заполнение микронеровностей. Герметичность будет достигнута после полной компенсации отклонений при условии заполнения материалом оболочки имеющихся на уплотнительных поверхностях микронеровностей.

Введем следующие обозначения:

ε_y — деформация кольца, необходимая для получения герметичности соединения;

ε_m — деформация кольца, необходимая для компенсации отклонений от заданной геометрии соединения;

ε_{ys} — деформация кольца, необходимая для заполнения микронеровностей на уплотнительных поверхностях.

Этим деформациям будут соответствовать контактные давления q_y , q_m и q_{ys} .

Если отклонения от геометрии незначительны (кольцо хорошо прилегает к уплотнительным поверхностям, т. е. $\varepsilon_m = 0$), то $q_y = q_{ys}$ и определяется целиком чистотой уплотнительных поверхностей свойствами материала оболочки (σ_T , твердость) и конструкцией замка.

На фиг. 3 представлены кривые деформации колец различной жесткости.

* Для простоты рассуждений не учитывается, что величина давлений уплотнения при нагрузке и разгрузке кольца, вообще говоря, не одинакова.

Для кольца 1 величина q_{ys} будет достигнута при $\varepsilon_{ys1} < \varepsilon_m$. В этом случае герметичность наступит при q_{y1} , определяемым ε_m , причем $q_{y1} = q_{m1} > q_{ys}$.

Кольцо 2 при деформации ε_m имеет на уплотнительных поверхностях давление $q_{m2} < q_{ys}$. Чтобы обеспечить герметичность, потребуется дополнительная деформация кольца ($\varepsilon_{ys2} > \varepsilon_m$ и $q_{y2} = q_{ys} > q_{m2}$).

Оптимальным можно считать такой случай, когда $\varepsilon_{ys} = \varepsilon_m$ и $q_y = q_{ys} = q_m$ (кольцо 3).

Рабочая часть кривой деформации (фиг. 2) от ε_y до ε_3 (т.е. при $q > q_y$) определяет допустимую деформацию уплотнительных поверхностей фланцев в рабочих условиях (ε_p). Чтобы была большая величина ε_p при одних и тех же значениях q_3 и q_y , необходимо иметь возможно более пологие кривые деформации кольца при $q > q_y$.

В то же время способность кольца компенсировать отклонения от заданной геометрии зависит от крутизны кривой деформации на начальном участке. Поэтому целесообразно ввести в рассмотрение средние модули упругости на начальном (E_n) и рабочем (E_p) участках кривой деформации, которые определяются следующим образом.

Начальный модуль упругости кольца

$$E_n = \frac{q_y}{\varepsilon_y}, \frac{\kappa \Gamma}{\text{мм}^2} \quad (2)$$

или погонный начальный модуль упругости кольца

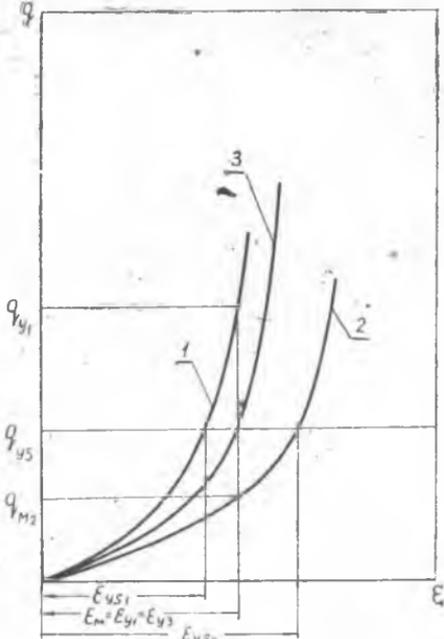
$$E_{np} = \frac{q_{yp}}{\varepsilon_y}, \frac{\kappa \Gamma}{\text{мм}}$$

Рабочий модуль упругости кольца

$$E_p = \frac{q_3 - q_y}{\varepsilon_p}, \frac{\kappa \Gamma}{\text{мм}^2} \quad (3)$$

или погонный рабочий модуль упругости кольца

$$E_{pp} = \frac{q_{3p} - q_{yp}}{\varepsilon_p}, \frac{\kappa \Gamma}{\text{мм}}$$



Фиг. 3. Влияние отклонений от геометрии соединения на величину давления уплотнения q_y .

Определение E_p по кривой нагружения или разгрузки при наличии гистерезиса (например, для колец с МР) может давать значительную разницу.

Поскольку кривая разгрузки более крутая, ее наклон определяет допустимую деформацию кольца до появления течи (т. е. до $q \leq q_y$). Это обстоятельство необходимо учитывать во всех случаях, когда величина гистерезиса (ε_r) при нагрузке $q = q_y$ сравнима с ε_p .

Для общей оценки упругости колец, а также связи между E_n и E_p удобно пользоваться средним модулем упругости

$$E_c = \frac{q_3}{\varepsilon_3}, \quad \frac{\kappa \Gamma}{\text{ММ}^2} \quad (4)$$

или

$$E_{\text{сп}} = \frac{q_{3п}}{\varepsilon_3}, \quad \frac{\kappa \Gamma}{\text{ММ}}$$

Учитывая приведенный выше анализ работы фланцевого соединения, подбор уплотнительного кольца и назначение давления затяжки должны проводиться следующим образом.

При этом считаются заданным (из расчетов или на основании накопленного опыта):

определяемые технологией возможные отклонения от геометрии уплотнительных поверхностей стыкуемого соединения (коробления, монтажные перекосы и т. д.);

величина раскрытия уплотнительных поверхностей стыка в эксплуатационных условиях (от действия давления среды, переменных нагревов, вибраций и т. д.);

величина контактного давления, соответствующая уплотнению стыка q_{ys} , которая определяется оболочкой уплотнительного кольца, конструкцией замка и чистой уплотнительных поверхностей.

Величины отклонений от геометрии и раскрытия стыка в работе, отнесенные к высоте кольца h_k , соответственно, дают ε_m и ε_{pc} .

Тогда уплотнительное кольцо должно выбираться из условий

$$\varepsilon_y \geq \varepsilon_m \text{ и } \varepsilon_p \geq \varepsilon_{pc}. \quad (5)$$

Здесь $\varepsilon_y = \frac{q_{ys}}{E_n}$.

Величина давления затяжки q_3 определится по кривой деформации и величине ε_3 , которая при наличии гистерезиса может быть получена из выражения (фиг. 2):

$$\varepsilon_3 = \varepsilon_y + \varepsilon_r + \varepsilon_p. \quad (6)$$

Если кривая деформации при рабочих нагрузках ($q > q_y$) близка к линейной, то величина контактного давления при затяжке

$$q_3 = q_y + E_p \varepsilon_p. \quad (7)$$

Условия (5) могут быть выполнены при различных кривых деформации. Очевидно, что необходимо выбирать уплотнительные кольца, кривые деформации которых позволяют удовлетво-

ритель условиям (5) при возможно меньших значениях усилия затяжки. В этом случае уменьшаются размеры и вес фланцевого соединения.

Предельно-минимальное значение q_3 мы получим, если при заданных ϵ_y и ϵ_p деформация кольца будет происходить по прямой ОЕ, проходящей через точку С до пересечения с прямой АF (фиг. 2). Так как уплотнительные кольца с МР имеют «жесткие» кривые деформации, то величина q_3 для них всегда больше предельно-минимальной.

При экспериментальном исследовании сравнение упругих свойств различных уплотнительных колец и прокладок удобнее проводить при постоянных q_y и q_3 , а не при постоянных ϵ_y и ϵ_p . Критериями при этом могут быть: величина среднего модуля упругости кольца E_c , которая должна быть минимальна, и величины рабочего E_p и начального E_n модулей упругости кольца, которые также должны быть по возможности минимальными.

Как правило, в первую очередь должна быть минимальной величина E_p . Но могут быть случаи, когда необходимо, чтобы была минимальной величина E_n .

Если выразить из $\triangle OBC$ и $\triangle ABC$ отрезок $BC = \epsilon_y - \epsilon_{yc}$ (фиг. 2), то можно получить связь между значениями модулей упругости (для принятых значений q_3 и q_y при условии $\epsilon_r = 0$):

$$\frac{E_p - E_c}{E_c - E_n} \frac{E_n}{E_p} = \frac{q_y}{q_3 - q_y} \quad (8)$$

Остановимся теперь на рассмотрении некоторых опытных данных, позволяющих судить о порядке приведенных выше параметров. Из-за трудности определения площади контакта для уплотнительных колец с МР (особенно в замке с ножами) в дальнейшем все расчеты проводятся с погонным контактным давлением q_n .

В общем случае величина q_{yn} зависит от материала оболочки, чистоты поверхности оболочки и уплотнительных поверхностей фланцев, конструкции замка и, наконец, жесткости кольца. На основании анализа статистики по определению q_{yn} для уплотнительных колец с упругим элементом из МР в металлической оболочке при уплотнении глубокого вакуума ($\sim 10^{-7}$ — 10^{-9} мм рт. ст.) получены следующие данные (испытания проводились в одном и том же фланцевом соединении, имеющем замок с ножами).

1. Величина q_{yn} для никелевой оболочки примерно в два раза выше, чем для медной (при одинаковой толщине оболочки 0,2 мм и одинаковых упругих элементах). Объяснить это легко, учитывая, что твердость отожженного никеля $HV = 90$ —120, а отожженной меди — $HV = 35$ —45.

2. На q_{yn} влияет (через E_{np}), в первую очередь, давление пресования (плотность упругого элемента). Причем, с увеличением дав-

ления прессования $q_{уп}$ несколько растет вследствие роста жесткости упругого элемента*).

3. Для одинаковых колец с медной оболочкой (0,3 мм) величина $q_{уп}$ колеблется под влиянием случайных факторов в определенных пределах. При этом наблюдается нормальный закон распределения. Среднее значение $q_{уп}$ для испытанных колец можно считать равным $6,2 \pm 1$ кг/мм.

4. Величина $q_{уп}$ для уплотнительных колец с упругим элементом из МР в медной оболочке в 2—4 раза меньше, чем для сплошных медных колец ($q_{уп} \approx 22$ кг/мм), имеющих значительно более высокую жесткость.

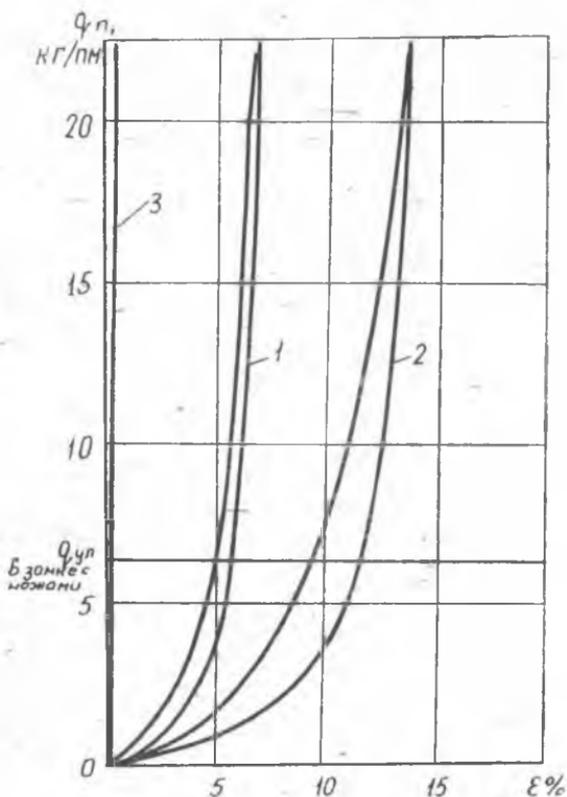
Начальный модуль упругости кольца $E_{нп}$, в свою очередь, зависит от $q_{уп}$, технических данных МР, от оболочки и конструкции замка. За счет подбора технических данных МР (материала и диаметра проволоки, диаметра спирали, давления прессования) и соответствующего выбора геометрии оболочки величину $E_{нп}$ можно менять в значительных пределах.

На фиг. 4 приведены кривые деформации одинаковых колец в плоском замке 1 и замке с ножами 2. Изменение конструкции замка в первую очередь сказывается на величине общей деформации ϵ и значениях $E_{сп}$ и $E_{нп}$ колец. Что касается рабочего модуля упругости $E_{рп}$, то определенный по кривой разгрузки для циклов, приведенных на фиг. 4 в одном и том же интервале нагрузок $q_{п} = 6 \div 22 \frac{\text{кг}}{\text{мм}}$, он меняется незначительно. Величина $E_{рп}$, как и $E_{нп}$, снижается с уменьшением $q_{уп}$. При обжиме в замке с ножами $q_{уп} \approx 6,2 \frac{\text{кг}}{\text{мм}}$ и, соответственно, $E_{нп} = 50 \div 100 \frac{\text{кг}}{\text{мм}}$, $E_{сп} = 120 \div 170 \frac{\text{кг}}{\text{мм}}$ и $E_{рп} = 1000 \div 1500 \frac{\text{кг}^2}{\text{мм}}$. В плоском замке уплотнение наступает при больших нагрузках ($q_{уп} \approx 20 \div 22 \frac{\text{кг}}{\text{мм}}$), а общая деформация колец при этом невелика. Поэтому значения модулей упругости колец $E_{сп}$ и $E_{нп}$ в этом случае значительно больше, чем для замка с ножами, а $E_{рп} \approx 1500 \div 2000 \frac{\text{кг}^2}{\text{мм}}$.

На фиг. 4 также приведена расчетная кривая (3) нагружения в плоском замке сплошного медного кольца прямоугольного сечения с теми же размерами. В диапазоне нагрузок $0 \div 22 \frac{\text{кг}}{\text{мм}}$ ($\sigma_{\max} = 730 \frac{\text{кг}}{\text{см}^2}$) в плоском замке кольцо будет упруго деформироваться. Обычно затяжка производится с усилием, превышающим предел текучести материала кольца. Но так как линия разгрузки после пластиче-

* При испытании уплотнительных колец условия (5) (см. выше) не были выдержаны.

ской деформации примерно параллельная линии нагружения в упругой области, то величину рабочего модуля упругости кольца E_{rp} можно считать равной модулю упругости материала. Для меди $E_{rp} \approx E = 11,2 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2}$ или в пересчете на погонный для кольца данных размеров $E_{rp} = 37000 \frac{\text{кг}}{\text{мм}}$, т. е. во много раз больше, чем для колец с МР при обжиме даже в плоском замке.



Фиг. 4. Циклы нагружения уплотнительных колец с упругим элементом из МР в плоском замке 1 и замке с ножами 2.

3 — расчетная линия нагружения медного сплошного кольца прямоугольного сечения в плоском замке.

ВЫВОДЫ

1. Подбор упругого уплотнительного кольца для стыка при известных величинах ϵ_m и $\epsilon_{рс}$ должен производиться по величине q_y и кривой деформации кольца (т. е. с учетом величин E_n и E_p).

2. Величина давления уплотнения $q_{уп}$ для колец с МР в метал-

лической оболочке при обжиме в замке с ножами в 2—3 раза меньше, чем для сплошных медных колец.

3. Подбором оптимальных характеристик колец с упругим элементом из МР можно компенсировать значительные технологические погрешности и рабочие деформации стыков.

4. Уплотнительные кольца с упругим элементом из МР в металлической оболочке целесообразно использовать в замке с ножами.

5. За счет соответствующего выбора материала проволоки и оболочки можно получить цельнометаллические упругие уплотнительные кольца, способные работать продолжительное время в различных средах в широком диапазоне температур.

ЛИТЕРАТУРА

1. А. А. Волошин. Расчет фланцевых соединений трубопроводов и сосудов. Судпромгиз. Л. 1959.

2. А. Ф. Гуревич. Основы расчета трубопроводной арматуры. Машгиз, 1956.