

В. А. БОРИСОВ

### ВЛИЯНИЕ САМОУПЛОТНЕНИЯ И УПРУГОСТИ ПРОКЛАДОК НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ НЕПОДВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

В настоящей работе рассматривается случай уплотнения фланцевых соединений металлическими самоуплотняющимися прокладками при нагружении соединений внутренним давлением в стационарных условиях. Несмотря на достаточно широкое распространение самоуплотняющихся прокладок влияние их характеристик на герметичность соединений до сих пор исследовано недостаточно. Исключение составляют резиновые прокладки, механизм работы которых изучен подробно [1, 2], и некоторые типы металлических прокладок с радиальным самоуплотнением [3]. При этом в работах [1, 2] предполагалось, что соединение абсолютно жесткое, и его деформации не учитывались. Для металлических прокладок, имеющих высокую жесткость, такое допущение в большинстве случаев не приемлемо и в дальнейшем не используется.

В общем случае уплотнение можно представить схемой, показанной на рис. 1, а для характеристики обжатого уплотнения можно использовать следующие показатели:

коэффициент, оценивающий свойства уплотнительного контакта [4, 5],  $m = \frac{q_r}{p}$  и коэффициенты, связанные с конструкцией уплотнительного элемента (прокладки):

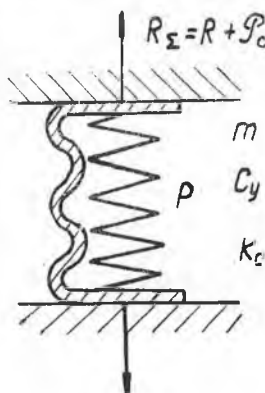


Рис. 1.

коэффициент самоуплотнения (или коэффициент передачи давления на уплотнительные поверхности) —  $k_c = \frac{q_c}{p}$  ( $k_c \geq 0$ ) и коэффициент жесткости  $C_y$ .

Здесь  $p$  — давление среды;

$q_c$  — минимальное контактное давление на уплотнительных поверхностях, обеспечивающее герметичность при данном давлении среды  $p_r$ ;

$q_c$  — дополнительное контактное давление, возникающее на уплотнительных поверхностях под действием давления среды  $p$ .

Предполагается, что коэффициент  $m$  учитывает только способность материала уплотнительных поверхностей к контактным деформациям и свойства рабочей среды (вязкость и др.).

Результаты исследований, приведенные в [4, 5], показывают, что после обжатия линейная зависимость  $q_r = m p_r$  наблюдается в широком интервале давлений.

Для металлических прокладок  $k_c$  зависит от их конструкции и в отличие от резиновых прокладок изменяется в широких пределах [6]. При этом в большинстве случаев можно считать, что  $k_c$  не зависит непосредственно от давления среды и остается постоянным при небольших перемещениях уплотнительных поверхностей.

Наконец, в данном случае предполагается, что уплотнительный элемент, как и соединение, является линейно-деформируемой системой.

Если при этом в уплотнении отсутствует трение, то можно применить принцип суперпозиции и считать, что суммарная сила реакции уплотнения состоит из двух составляющих: упругой  $R$  и составляющей от самоуплотнения  $P_c$ , которые независимы, то есть

$$R_{\Sigma} = R + P_c. \quad (1)$$

В технике используются фланцевые соединения с неконтактирующими и контактирующими фланцами. Поскольку расчет и анализ работы соединений с неконтактирующими фланцами более прост, остановимся на этом случае. Для анализа воспользуемся общепринятой методикой и составим уравнение равновесия сил на ось соединения и уравнение совместности деформаций уплотнительного элемента и соединения. При этом в уравнение равновесия введем дополнительное усилие, возникающее вследствие самоуплотнения, а при анализе используем условия, ограничивающие работоспособность соединения по давлению.

А) Уравнение равновесия всех сил на ось соединения (рис. 2) при отсутствии давления среды  $Q_{60} = R_0$ ; (2)

при наличии давления  $Q_{6\Sigma} - R_{\Sigma} - P = 0$ , (3)

где  $R_{\Sigma} = R_0 - \Delta R + P_c$ , (4)

$$Q_{6\Sigma} = Q_{60} + \Delta Q_6 \quad (4')$$

(Предполагается, что средние диаметры уплотнения и трубы равны). После подстановки  $R_{\Sigma}$  и  $Q_{6\Sigma}$  в (3) получим

$$\Delta Q_6 + \Delta R = P + P_c. \quad (5)$$

Здесь  $Q_{60}$  и  $R_0$  — усилие в болтах и сила реакции прокладки без давления;

$P = \frac{\pi D_y^2}{4} p$  — усилие, действующее на соединение от давления;

$Q_{6\Sigma}$  — суммарное усилие в болтах при наличии давления;

$\Delta Q_6$  — дополнительное усилие в болтах, возникающее за счет давления;

$\Delta R$  — снижение упругой реакции прокладки по той же причине;

$D_y$  — внутренний диаметр уплотнения.

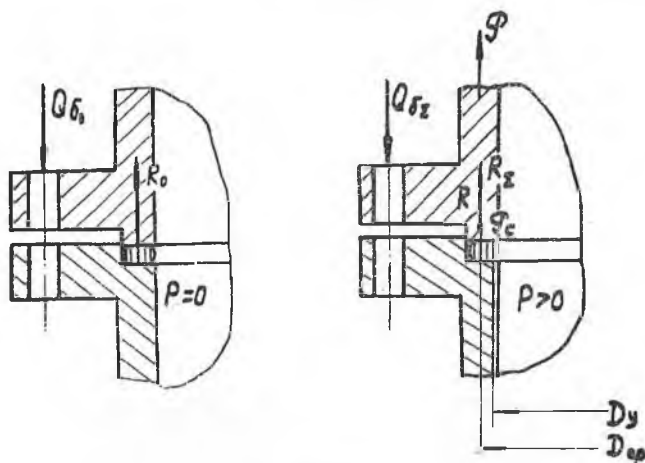


Рис. 2.

Б) Уравнение совместности деформаций уплотнительного элемента и соединения

$$y_y = y_{\text{соед}} = y,$$

где  $y_y$  и  $y_{\text{соед}}$  — осевые деформации прокладки и фланцев в месте расположения уплотнения.

В) Условие, определяющее величину минимального контактного давления, необходимую для герметичности соединения  $q_r = m p_r$ .

Г) Условие, определяющее величину максимального давления среды, исходя из прочности соединения.

Для фланцевого соединения обычно считается, что болты должны иметь одинаковую или меньшую прочность по сравнению с фланцами [7].

Поэтому можно положить, что максимальное давление определяется прочностью болтов и

$$Q_{6\Sigma \max} = [Q_6],$$

где  $Q_{6\Sigma \max}$  — максимальное суммарное усилие в болтах;

$[Q_6]$  — допускаемое усилие в болтах.

1. Рассмотрим уравнения (А) и (Б).

Если с помощью коэффициентов податливости болтов ( $\lambda_6$ ), фланцев ( $\lambda_\phi$ ), прокладки ( $\lambda_y$ ) и прочих деталей ( $\lambda$ ) выразить  $\Delta Q_6$  и  $\Delta R$ :

$$\Delta Q_6 = \frac{y_{\text{соед}}}{\lambda_6 + \lambda_\phi + \lambda} \quad \text{и} \quad \Delta R = \frac{y_y}{\lambda_y},$$

то, используя уравнения (5) и (6), получим:

$$\Delta Q_6 = \gamma(P + P_c), \quad \Delta R = (1 - \gamma)(P + P_c).$$

Здесь  $\gamma = \frac{\lambda_y}{\lambda_6 + \lambda_\phi + \lambda_y + \lambda}$  — коэффициент осевой нагрузки [8].

Теперь выражения (4) и (4') позволяют определить суммарное усилие в болтах и суммарную силу реакции прокладки в зависимости от  $P$ :

$$Q_{6\Sigma} = Q_{60} + \gamma P + \gamma P_c. \quad (7)$$

$$R_\Sigma = R_0 - (1 - \gamma)P + \gamma P_c. \quad (8)$$

Полученные выражения отличаются от общепринятых наличием положительного члена  $\gamma P_c$ .

На рис. 3 показана диаграмма усилий (зависимость нагрузки от деформации деталей) для соединения с неконтактирующими фланцами в случае использования самоуплотняющейся прокладки.

При этом для деталей, деформация которых увеличивает расстояние между уплотнительными поверхностями (деталей системы болта — болтов, фланцев и прочих), эта зависимость изображена линией  $O'E$ , а для уплотнительного элемента — линией  $OA$ . Если самоуплотнение отсутствует, то сила давления  $P$  приводит к деформации деталей системы болта на величину  $y'$ . В результате этого суммарное усилие в болтах становится равным  $Q'_{6\Sigma}$ , а сила реакции прокладки  $R'_\Sigma$ . При наличии самоуплотнения внешняя нагрузка  $P + P_c$  вызывает увеличение усилия в болтах до величины  $Q_{6\Sigma}$  и снижает упругую составляющую реакции прокладки до  $R$ . Однако суммарная сила реакции прокладки по сравнению с предыдущим случаем повышается:  $R_\Sigma = R + P_c > R'_\Sigma$ .

Деформация соединения при этом  $y > y'$ :

Таким образом, по сравнению со случаем  $P_c = 0$  эффект самоуплотнения увеличивает нагрузку на болты и уменьшает интенсивность падения силы реакции прокладки.

В некоторых работах (например [9]) ошибочно принимается, что при наличии самоуплотнения сила реакции прокладки и

суммарное усилие в болтах увеличивается на величину  $P_c$ , то есть для прокладки

$$R_{\Sigma} = R_0 - (1 - \chi)P + P_c.$$

Вследствие того, что коэффициент  $\chi$  может быть значительно меньше единицы (для металлических прокладок  $\chi = 0,1 \div 0,3$  [8]), роль самоуплотнения в этих работах преувеличивается.

Для дальнейшего анализа выражение (8) целесообразно преобразовать, разделив все его члены на контактную площадь уплотнения  $F_y$ .

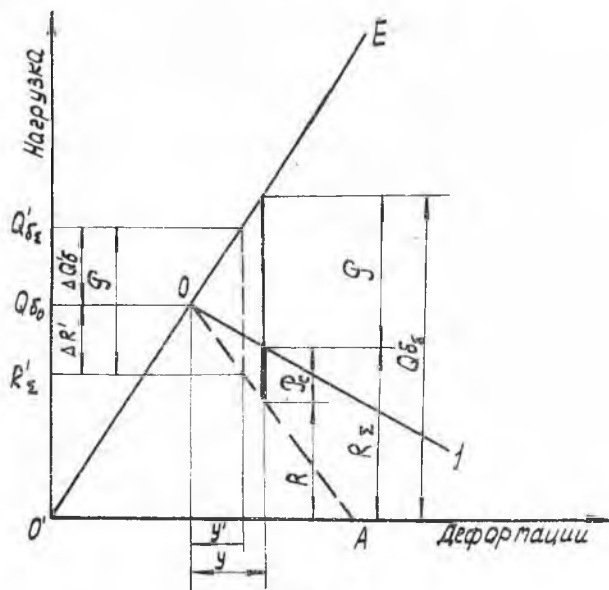


Рис. 3.

При этом учтем, что

$$P = p \frac{\pi D y^2}{4} = p F_{\text{мп}},$$

$$P_c = q_c F_y = k_c p F_y,$$

и введем следующие обозначения:

$$f = \frac{F_{\text{мп}}}{F_y},$$

$$\lambda_{\text{соед}} = \lambda_b + \lambda_{\phi} + \lambda = \frac{1}{C_{\text{соед}}},$$

где  $C_{\text{соед}}$  назовем коэффициентом жесткости соединения без проклад-

ки, а отношение  $\bar{C} = \frac{\bar{C}_y}{C_{\text{соед}}}$  — относительной жесткостью уплотнения.

Здесь  $C_y = \frac{1}{\lambda_y}$ .

Тогда  $\chi = \frac{1}{1+\bar{C}}$ , а выражение (8) будет выглядеть следующим образом:

$$q_{\Sigma} = q_0 + q_p = q_0 + p \frac{k_c - \bar{C}f}{1 + \bar{C}}, \quad (9)$$

где  $q_{\Sigma} = \frac{R_{\Sigma}}{F_y}$ ,  $q_0 = \frac{R_0}{F_y}$  — суммарное и начальное значения контактного давления на уплотнительных поверхностях;

$q_p = p \frac{k_c - \bar{C}f}{1 + \bar{C}}$  — переменная составляющая контактного давления, зависящая от давления среды.

Полученное выражение позволяет учитывать совместное влияние жесткости и самоуплотнения прокладки на величину контактного давления, от которого зависит герметичность.

2. Разгерметизация соединения произойдет, когда контактное давление на уплотнительных поверхностях снизится до величины, определяемой условием «В». При этом  $q_{\Sigma} = q_p$ . Используя выражение (9) и условие «В», получим величину давления среды, при котором наступит разгерметизация соединения

$$p_{\text{гк}} = q_0 \frac{1 + \bar{C}}{m - k_c + \bar{C}(m+f)}. \quad (10)$$

Следовательно,  $p_{\text{гк}}$  является предельным давлением по герметичности соединения.

В отличие от условия «В» выражение (10) учитывает конструктивные особенности уплотнительного элемента и соединения, определяемые величинами  $\bar{C}$ ,  $f$ ,  $k_c$ . Поскольку влияние начального контактного давления на герметичность соединения в данном случае очевидно, для дальнейшего анализа выражение (10) преобразуем следующим образом:

$$\alpha = \frac{p_{\text{гк}}}{q_0} = \frac{1 + \bar{C}}{m - k_c + \bar{C}(m+f)}.$$

Изменение величины  $\alpha$  в зависимости от параметров  $\bar{C}$ ,  $k_c$ ,  $m$  и  $f$  показано на рис. 4. При этом в каждом случае варьировался один из параметров, а остальные принимались постоянными и соответствовали случаю уплотнения медной прокладкой экспериментально исследуемого соединения с  $D_y = 287$  мм,  $b = 4$  мм,  $f = 18$ ,

$k_c=1$ ,  $m=4,5$  (в случае уплотнения воздуха). Величина  $f$  связана с диаметром уплотнения следующим образом:  $f \approx \frac{D_y}{4b}$  ( $b$  — ширина уплотнительной поверхности).

Как видно из графиков, при увеличении всех параметров, кроме коэффициента самоуплотнения, герметичность ухудшается. При определенном значении  $k_c \geq m + \bar{C}$  ( $m + f$ ), что в данном случае соответствует  $k_c \geq 9$ , разгерметизация соединения теоретически вообще не произойдет. В этом случае максимальное давление среды ограничено лишь прочностью соединения.

Степень увеличения давления разгерметизации за счет применения самоуплотнения определяется следующим выражением:

$$\delta_1 = \frac{\alpha_{k_c > 0} - \alpha_{k_c = 0}}{\alpha_{k_c = 0}} = \frac{k_c}{m - k_c + \bar{C}(m + f)}$$

На рис. 5 приведены зависимости  $\delta_1$  от остальных параметров, рассчитанные при тех же условиях, что и графики рис. 4. Эти зависимости показывают, что самоуплотнение эффективно при малых  $\bar{C}$ , когда соединение значительно жестче уплотнительного элемента. При прочих равных условиях роль самоуплотнения снижается при увеличении диаметра уплотнения (величины  $f$ ) и коэффициента  $m$  (то есть минимально необходимого контактного давления).

Наконец, необходимо отметить, что для контактирующих фланцев (рис. 6) выражения (1) и (4) остаются справедливыми, и если при этом деформация соединения линейно зависит от осевого усилия, то  $\Delta R = x(P - P_c)$ , где  $x = \text{const}$ .

Тогда и в этом случае получим выражения, аналогичные выражениям (8), (9) и (10). Однако величины  $C_{\text{соед}}$  и  $\bar{C}$  для контактирующих фланцев будут другими. В частном случае, когда раскрытие стыка между фланцами отсутствует, можно считать, что  $C_{\text{соед}} \rightarrow \infty$ , а  $\bar{C} \approx 0$ . Тогда имеем

$$\begin{aligned} q_{\Sigma} &= q_0 + p k_c, \\ p_{гк} &= \frac{q_0}{m - k_c}. \end{aligned} \quad (11)$$

Выражение (11) подтверждается экспериментально на резиновых прокладках в жестких соединениях [2].

3. Максимальное давление среды ограничено не только величиной  $p_{гк}$ , но и прочностью соединения. Поэтому необходимо привлечь условие «Г».

Подставив его в выражение (7), получим

$$[Q_6] = Q_{60} + \gamma P + \gamma P_c.$$

Преобразуем это выражение с учетом того, что  $Q_{60} = R_0$ , следующим образом:

$$\frac{[Q_6]}{F_y} = q_0 + \gamma \frac{P + P_c}{F_y},$$

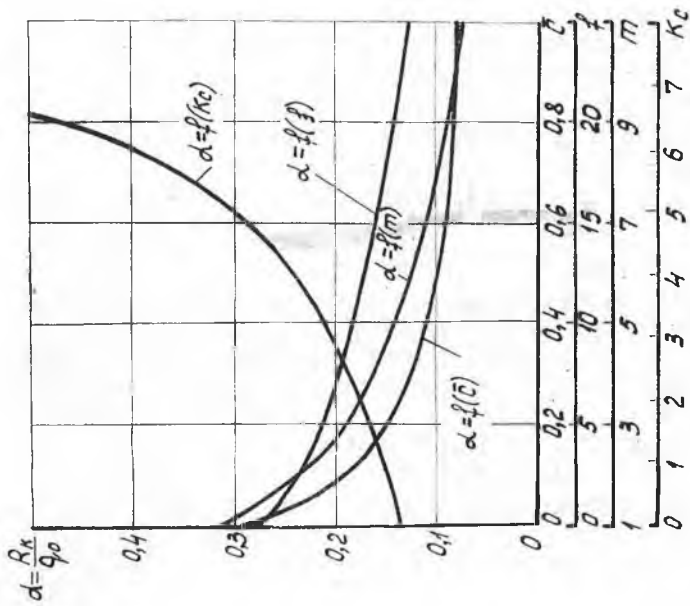


Рис. 4.

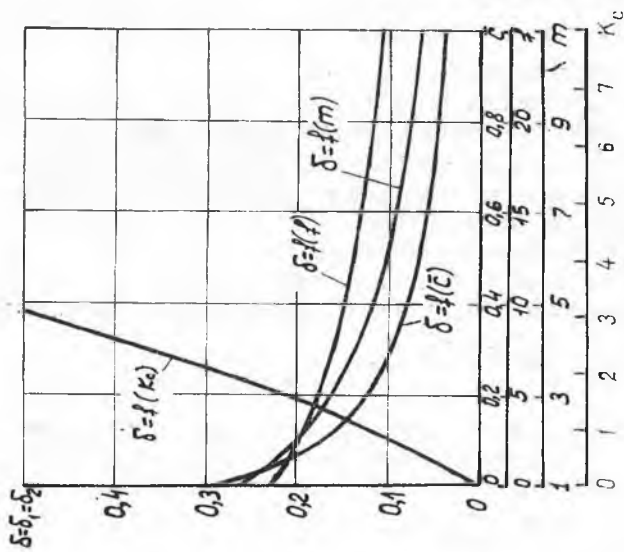


Рис. 5.



или

$$\left[ \frac{Q_6}{F_y} \right] = q_0 + p \frac{k_c + f}{1 + \bar{C}} \quad (12)$$

Отсюда получим предельное давление среды, исходя из прочности соединения

$$p_{\text{прк}} = \left( \left[ \frac{Q_6}{F_y} \right] - q_0 \right) \frac{1 + \bar{C}}{k_c + f} \quad (13)$$

Давление среды, которое может выдержать соединение с данным уплотнением без потери прочности или герметичности, Л. П. Карасев назвал предельной работоспособностью соединения ( $p_k$ ). При помощи диаграммы состояния фланцевого соединения он показал, что максимальная работоспособность соединения будет в том случае, если потеря прочности соединения произойдет одновременно с нарушением его герметичности [10].

Очевидно, в данном случае работоспособность соединения ограничивается наименьшим из двух давлений:  $p_{\text{рк}}$  (10) или

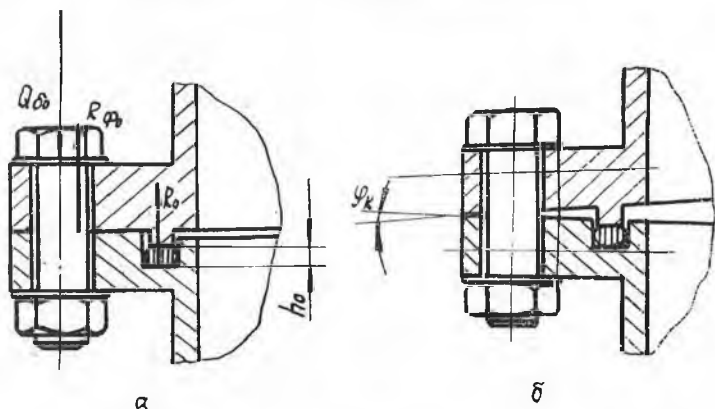


Рис. 6.

$p_{\text{прк}}$  (13). Максимальную работоспособность определим, решая уравнения (10) и (13) совместно при условии  $p_{\text{рк}} = p_{\text{прк}}$ , что дает

$$p_{k \text{ max}} = \frac{\left[ \frac{Q_6}{F_y} \right]}{m + f} \quad (14)$$

Это выражение показывает, что максимально возможное давление рабочей среды зависит только от прочностных свойств материала деталей соединения, размеров и коэффициента  $m$ . Снижение  $m$  при той же прочности позволяет увеличить величину  $p_{k \text{ max}}$ .

Исходя из снижения веса соединения и повышения его надежности, желательно обеспечить максимальную работоспособность соединения. Достигнуть этого проще всего за счет выбора оптимальной величины начального контактного давления, которую оп-

ределим из уравнений (10) и (13) при  $p_{гк} = p_{пгк}$

$$q_{00} = \frac{[Q_0]}{P_y} \left[ 1 - \frac{1}{1 + \bar{C}} \frac{k_c + f}{m + f} \right]. \quad (15)$$

Однако при отсутствии самоуплотнения и жесткой прокладке значения  $q_{00}$  могут иметь большую величину, а начальная затяжка болтов  $Q_{б0} \rightarrow [Q_0]$ .

Поскольку постоянные высокие удельные нагрузки на прокладку, болты и другие детали соединения плохо сказываются на долговечности уплотнения, вызывая релаксацию напряжений в деталях, старение неметаллических материалов и т. д., то такой путь достижения  $p_k \max$  не во всех случаях приемлем.

Другой путь получения  $p_k \max$  связан с изменением характеристик прокладки: коэффициента самоуплотнения ( $k_c$ ) и ее относительной жесткости ( $\bar{C}$ ). Принимая в выражения (10)  $p_{гк} = p_k \max$ , получаем, что для этого необходимо иметь

$$k_{c0} = m + \bar{C}(m + f) - \frac{q_0}{p_k \max} (1 + \bar{C}). \quad (16)$$

Применение самоуплотнения приводит к снижению величины  $q_{00}$ . Относительная величина этого снижения равна

$$\delta_2 = \frac{q_{00k_c=0} - q_{00k_c>0}}{q_{00k_c=0}} = \frac{k_c}{m - k_c + \bar{C}(m + f)} = \delta_1.$$

Влияние различных факторов на эту величину уже было рассмотрено на рис. 5.

Из выражения (15) видно, что величины  $k_c$ ,  $\bar{C}$  и  $q_{00}$  взаимосвязаны. Поэтому увеличение коэффициента самоуплотнения выше  $k_{c0}$ , определяемого выражением (16), нецелесообразно, так как приведет к снижению величины  $p_k \max$ .

В большинстве случаев предельная работоспособность фланцевого соединения ограничена не прочностью, а герметичностью, то есть  $p_{гк} < p_{пгк}$ . Объясняется это тем, что необходимое для получения  $p_k \max$  значение  $q_{00}$  часто не может быть обеспечено в рабочих условиях и применяется  $q_0 < q_{00}$ . Отсюда следует актуальность разработки прокладок с достаточным самоуплотнением и низкой жесткостью, которые позволяют получить  $p_k \max$  при небольших величинах  $q_{00}$ .

Особенно большое значение разработка таких прокладок имеет для соединений с контактирующими фланцами. В этом случае часть усилия от затяжки болтов замыкается на фланцах, и уравнение равновесия осевых сил без давления среды отличается от уравнения (2)

$$Q_{б0} = R_0 + R_{ф0},$$

где  $R_{ф0}$  — начальная сила реакции фланца.

Поэтому при одинаковых размерах соединения и одинаковой затяжке болтов для контактирующих фланцев величина  $R_0$  соответственно всегда меньше, чем в соединениях с неконтактирующими фланцами.

При выборе конструкции прокладки, когда  $q_0 < q_{00}$ , часто величину  $p_{гк}$  используют для сравнительной оценки работоспособности уплотнений по давлению. Однако такая оценка в этом случае не является полной, так как она не учитывает несущей способности соединения. Более объективно характеризует качество уплотнения отношение давления разгерметизации к максимально возможному давлению для данного соединения

$$k_k = \frac{p_{гк}}{p_{k \max}} = \frac{q_0}{p_{k \max}} \frac{1 + \bar{C}}{m - k_c + \bar{C}(m + f)} \quad (17)$$

Причем  $0 \leq k_k \leq 1$ .

Этот коэффициент можно назвать коэффициентом качества уплотнения. Если при уплотнении жидкостей часто может быть получено  $k_k = 1$ , то при уплотнении газов в соединениях больших диаметров величина этого коэффициента доходит до 0,6—0,8. При этом, чем выше величина  $k_k$ , тем меньше, при прочих равных условиях, габариты и вес соединения. Таким образом, более общим критерием, характеризующим совершенство уплотнения, следует считать величину  $k_k$ .

## ВЫВОДЫ

1. Для повышения эффективности самоуплотнения необходимо выбирать прокладки с малой жесткостью и применять возможно более жесткие соединения.

2. Использование самоуплотнения позволяет снизить величину начального контактного давления на прокладку, что особенно важно для соединений с контактирующими фланцами.

3. При прочих равных условиях в качестве критерия, определяющего выбор уплотнения, целесообразно использовать величину коэффициента  $k_k$ .

## ЛИТЕРАТУРА

1. Г. М. Бартенев, Н. Г. Колядина. О механизме уплотнения резиновыми прокладками фланцевых соединений. Каучук и резина, № 10, 1960.
2. Г. М. Бартенев, Н. Г. Колядина. О механизме самоуплотнения в уплотнительных узлах с резиновыми прокладками. Каучук и резина, № 5, 1962.
3. О. В. Румянцев, Л. П. Карасев. К вопросу о расчете радиальных самоуплотняющихся затворов аппаратов высокого давления. «Вопросы прочности в химическом машиностроении». НИИХИММаш труды, вып. 50, Машиностроение, М., 1966.
4. E. Siebel, E. Kraqueloch. Untersuchungen und Dichtungen für Rohrleitungen. Konstruktion, № 4, 1955.
5. В. Б. Протопонов. Уплотнение судовых фланцевых соединений. Судостроение, Л., 1966.

6. В. А. Борисов. Оценка эффективности уплотнений неподвижных соединений с торцовыми прокладками. Материалы научно-технической конференции, посвященной 100-летию со дня рождения В. И. Ленина. КуАИ, Куйбышев, 1970.

7. Я. Немец. Расчеты прочности сосудов, работающих под давлением. Машгиз, 1964.

8. Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие, под редакцией И. А. Биргера. Машиностроение, 1966.

9. М. Я. Коднер, А. Н. Чекалин. Метод расчета фланцевого соединения с клиновым уплотнением. Проблемы прочности, № 5, 1969.

10. Л. П. Карасев. Анализ работы фланцевого соединения с помощью критерия жесткости. «Вопросы прочности в химическом машиностроении». НИИ-ХИММаш, труды, вып. 21, М, Машгиз, 1958.