

ГЕРМЕТИЗАЦИЯ ТРУБОПРОВОДНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ГТД

УДК 621.643—762.001.5

Г. Н. Маркушин, Н. И. Старцев, К. А. Нападов

К ВОПРОСУ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ СОЕДИНЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ С УПРУГИМ СФЕРИЧЕСКИМ НИППЕЛЕМ

Условные обозначения:

p — внутреннее давление рабочей среды; r — радиус контактной линии в месте стыка конуса штуцера с ниппелем; H_1 — реакция ниппеля в затянутом соединении; H_2 — реакция ниппеля в соединении, находящемся под давлением; $H_{2к}$ — минимальное давление, действующее на ниппель в момент нарушения плотности; Q — сила затяжки; $Q_{п}$ — полное усилие, действующее на гайку; $Q_{пк}$ — полное предельное усилие, действующее на гайку; S — длина срединной линии в меридиональном сечении ниппеля; W — радиальное перемещение ниппеля; σ_1 , σ_2 — нормальные напряжения, действующие соответственно в поперечном и продольном сечениях оболочки; $\lambda_{ш}$, $\lambda_{г}$, $\lambda_{к}$, $\lambda_{н}$ — коэффициенты податливости соответственно штуцера, гайки, кольца и ниппеля; $\chi = \frac{\lambda_{н}}{\lambda_{ш} + \lambda_{г} + \lambda_{к} + \lambda_{н}}$ — коэффициент основной напрузки; $p = p_{\pi} r^2$ — усилие от внутреннего давления.

Изменяя конструктивные формы деталей соединения, можно создавать разные удельные давления на контакте при постоянном усилии затяжки или, при требуемом для герметичности удельном давлении, снижать напряжения в этих деталях.

При затяжке усилием Q гайки сферического соединения (рис. 1, а) в месте контакта ниппеля с конусом штуцера действует усилие H_1 .

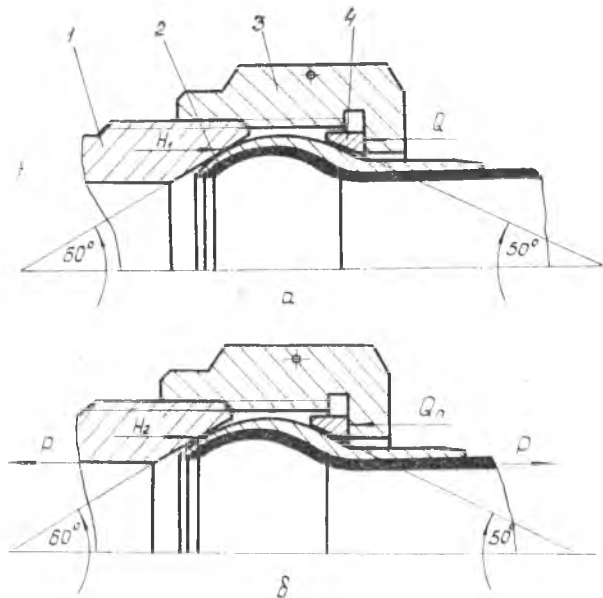


Рис. 1. Сферическое соединение трубопроводов в затянутом состоянии (а) и под действием внешней нагрузки p (б): 1 — штуцер Х25Н16Г7АР; 2 — фланец Х25Н16Г7АР; 3 — гайка накидная ВТЗ-1; 4 — кольцо 1Х12Н2ВМФ

С учетом метода наложения [1] определяется полное усилие, действующее на гайку после приложения внешней нагрузки p (рис. 1, б):

$$Q_{II} = Q + \chi p \quad (1)$$

или

$$Q_{II} = H_2 + p.$$

Тогда усилие на стыке

$$H_2 = Q - (1 - \chi) p \quad (2)$$

и условие нераскрытия стыка

$$Q > (1 - \chi) p.$$

Оптимальной будем называть такую конструкцию соединения, которая при минимальном весе обеспечивает герметич-

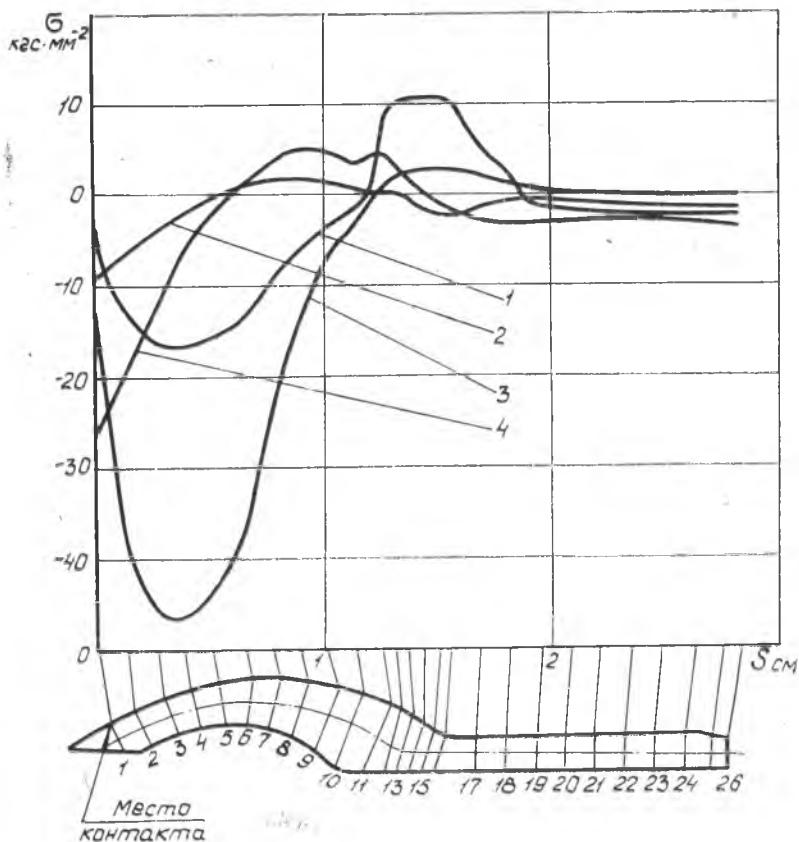


Рис. 2. Распределение нормальных напряжений по внутренней стенке сопла: 1, 2 — напряжения соответственно σ_1 и σ_2 при осевой нагрузке, равной 700 кгс; 3, 4 — напряжения соответственно σ_1 и σ_2 при осевой нагрузке, равной 2000 кгс

ность при заданных условиях эксплуатации. Минимальный вес при прочих равных условиях можно получить, если усилия затяжки и напряжения в деталях соединения будут минимальными. По Л. П. Карасеву [2] для получения p_{\max} величина предварительной затяжки должна быть такой, чтобы потеря несущей способности соединения происходила одновременно с нарушением его герметичности, т. е. $N_2 = N_{2к}$ и

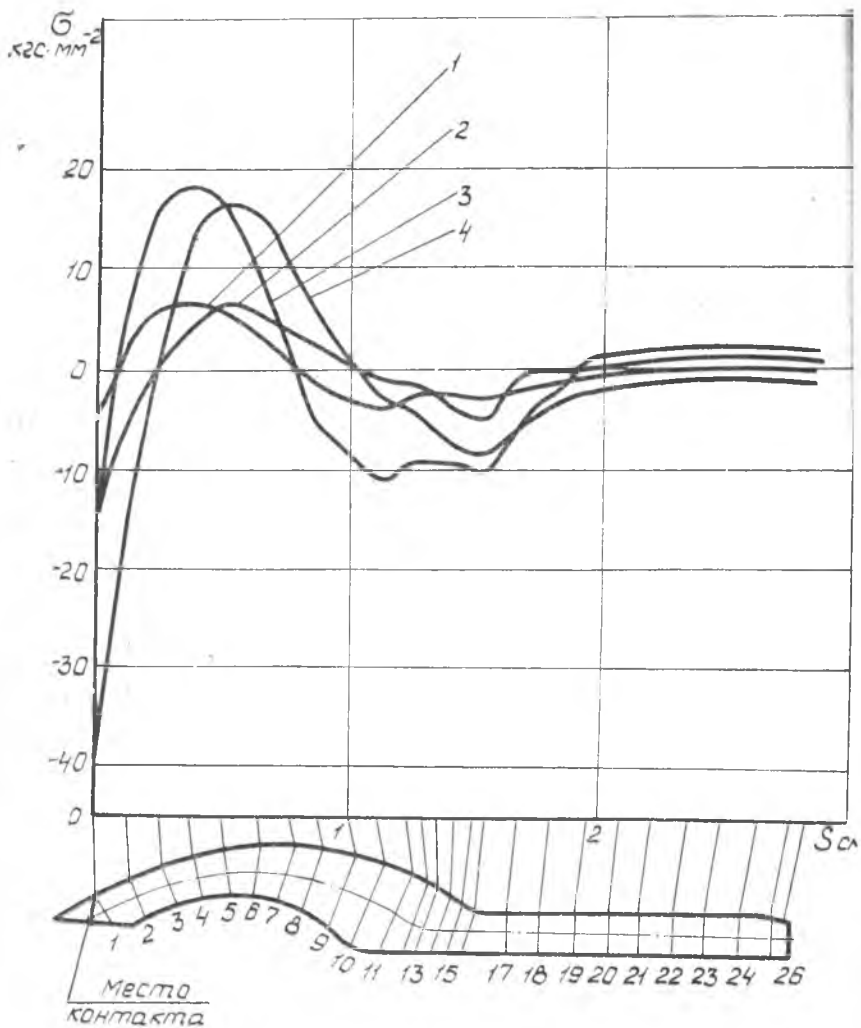


Рис. 3. Распределение нормальных напряжений по наружной стенке шпильки: 1, 2 — напряжения соответственно σ_1 и σ_2 при осевой нагрузке, равной 700 кгс; 3, 4 — напряжения соответственно σ_1 и σ_2 при осевой нагрузке, равной 2000 кгс

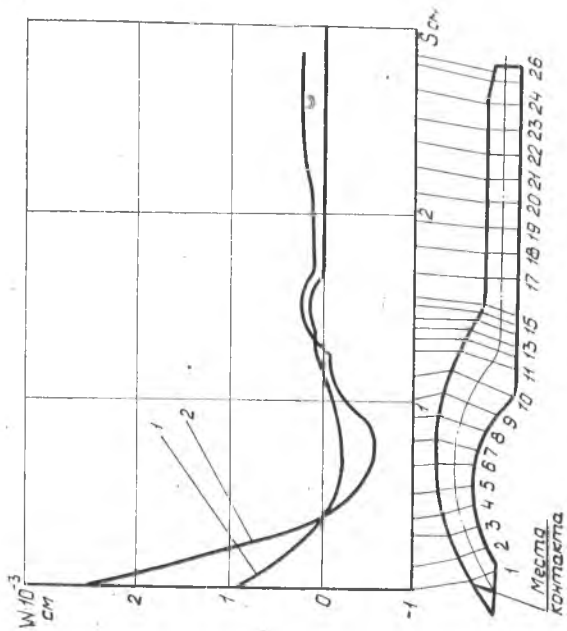


Рис. 4. Распределение радиальных перемещений ниппеля: 1 — осевая нагрузка равна 700 кгс; 2 — осевая нагрузка равна 2000 кгс

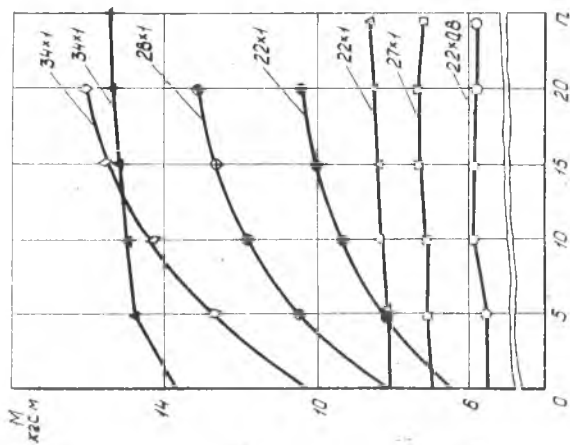


Рис. 5. Крутящие моменты затяжки в соединении в зависимости от количества переборок n : \diamond \oplus \bullet — соединения трубопроводов по внутреннему конусу, ГОСТ 16078-70; \blacktriangle \square \circ — соединения трубопроводов по внутреннему конусу с упругим сферическим ниппелем

$Q_{II} = Q_{III}$. Из выражений (1) и (2) получим выражение для оптимального усилия затяжки:

$$Q_3 = (1 - \chi) Q_{III} + \chi H_{2K}.$$

Таким образом, выбор оптимальной затяжки зависит от геометрических соотношений элементов соединения и их материала, влияющих на Q_{III} и χ .

Для определения χ необходимо оценить податливость деталей соединения. Экспериментом выявлено, что наибольшей податливостью обладают ниппель и кольцо. Аналитическое определение податливости и напряжений в сферическом ниппеле при действии осевой силы сведено к задаче о нагружении тонких оболочек вращения [3]. Задача была решена на ЭЦВМ. Максимальные напряжения на внутренней стенке действуют на расстоянии примерно $1/8 S$ от места контакта сферического ниппеля с конической поверхностью штуцера (рис. 2). Эти напряжения на наружной стенке примерно в 2,5 раза ниже, чем на внутренней, и расположены в том же сечении (рис. 3).

Наибольшее радиальное перемещение испытывает место контакта ниппеля с конусной поверхностью (рис. 4).

Увеличение податливости ниппеля привело к стабильности момента затяжки в зависимости от числа переборок (рис. 5).

Л и т е р а т у р а

1. Биргер И. А., Носилевич Г. Б. Резьбовые соединения. М., «Машиностроение», 1973, 256 с.
2. Карасев Л. П. Анализ работы фланцевого соединения с помощью критерия жесткости. — Вопросы прочности в химическом машиностроении. М., Машгиз, 1957. № 21, с. 9—20.
3. Биргер И. А. Круглые пластины и оболочки вращения. М., Оборонгиз, 1961, 368 с.