

## Основы методики расчёта на статическую прочность устройств сужающих быстросменных, изготовленных по ТУ 51-72-87

Крылов Д. И.<sup>1</sup>, Лебедев Н. С.<sup>2</sup>, Makeev M. V.<sup>3</sup>, Мищенко И. Г.<sup>4</sup>,  
Рамзин А. Б.<sup>5</sup>, Элкснин В. В.<sup>6</sup>

<sup>1</sup>Крылов Денис Иванович / Krylov Denis Ivanovich – заместитель заведующего отделом оценки соответствия;

<sup>2</sup>Лебедев Николай Сергеевич / Lebedev Nikolai Sergeevich - заместитель заведующего отделом оценки соответствия;

<sup>3</sup>Makeev Максим Владимирович / Makeev Maxim Vladimirovich – заместитель заведующего отделом оценки соответствия;

<sup>4</sup>Мищенко Игорь Григорьевич / Mishchenko Igor Grigorevich – кандидат технических наук, заместитель технического директора;

<sup>5</sup>Рамзин Алексей Борисович / Ramzin Aleksey Borisovich – заместитель заведующего лабораторией неразрушающего контроля, технического диагностирования и металловедения;

<sup>6</sup>Элкснин Виктор Владимирович / Elksnin Victor Vladimirovich - кандидат технических наук, главный специалист отдела расчёта на прочность,

Акционерное общество «Центральное конструкторское бюро нефтеаппаратуры», г. Подольск

**Аннотация:** в данной статье рассматриваются особенности расчёта на статическую прочность фланцевых соединений с контактирующими фланцами, которые применяются в технических устройствах, эксплуатируемых на опасных производственных объектах, но расчёт которых не отражён в ГОСТ Р 52857.4-2007 «Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений».

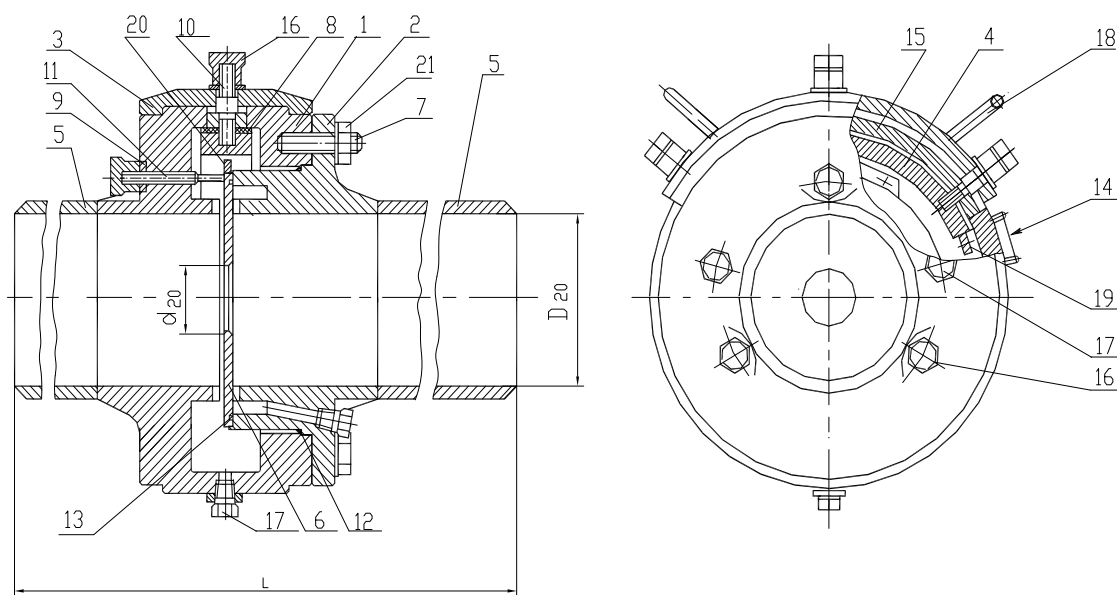
**Abstract:** this article discusses the features is based on static strength of flanges in contact with the flanges, which are used in technical devices used at a hazardous production facilities, but the calculations are not reflected in the GOST R 52857.4-2007 «Vessels and vehicles. Norms and methods of strength calculation. Calculation of the strength and tightness of flanged joints».

**Ключевые слова:** устройство сужающее быстросменное, контактирующий фланец, неконтактирующий фланец, статическая прочность, запас прочности.

**Keywords:** quick-narrowing unit, contacting flange, non-contacting flange, static strength, margin of safety.

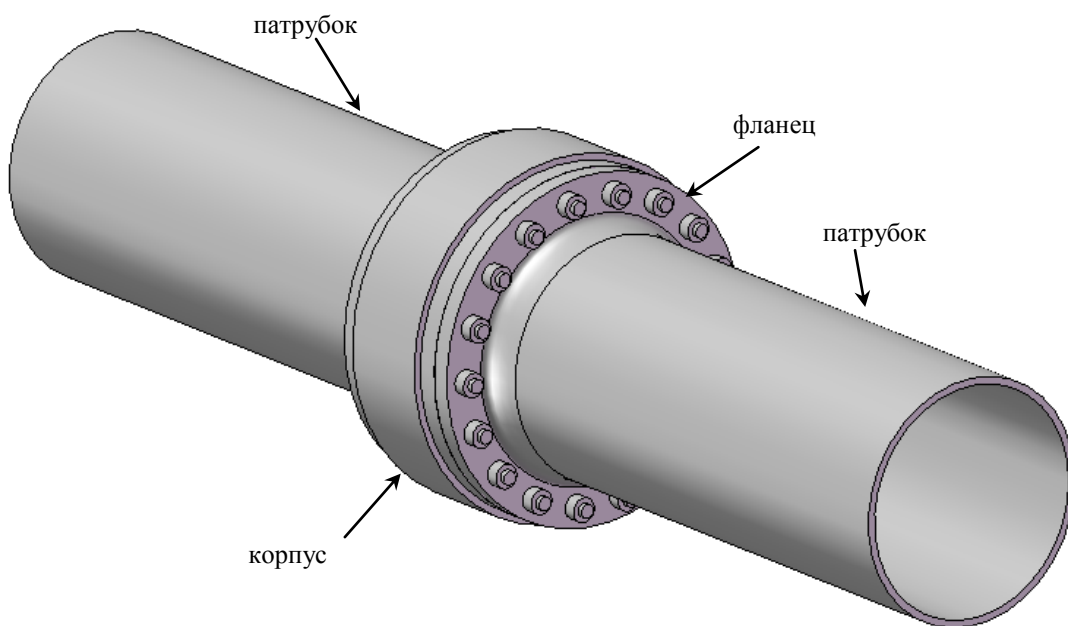
На объектах нефтяной и газовой промышленности, являющихся опасными производственными объектами, широко применяются устройства сужающие быстросменные (УСБ), изготовленные по ТУ 51-72-87 [1]. Конструктивная схема УСБ (рис. 1) включает фланцевое соединение с контактирующими фланцами (КФ).

Имеющаяся методика расчёта неконтактирующих фланцев (НФ) [2; 3] не подходит для расчёта КФ, так как у последних контакт осуществляется по всей поверхности фланцев (в предположении их идеального контакта), а не в локальной зоне через сравнительно жесткую прокладку. Это сказывается на напряженно-деформированном состоянии (НДС) КФ - фланцев и шпилек при нагружении УСБ внутренним давлением. Нагрузка на шпильки может быть существенно большей, чем в соединении с НФ (при прочих равных условиях), помимо усилия от давления, шпильки нагружаются дополнительным усилием от контактного взаимодействия фланцев ( $P_{cont}$ ).



а)

1 – корпус; 2 – фланец; 3 – накладка; 4 – крышка; 5 – патрубок; 6 – диафрагма; 7 – шпилька; 8 – уплотнение; 9 – прокладка; 10, 11 – шпильки; 12, 13 – кольца резиновые; 14 – табличка; 15 – накладка; 16 – гайка колпачковая; 17 – пробка; 18 – ручка; 19, 20 – петли; 21 – гайка.



б)

Рис. 1. Конструктивная схема и общий вид УСБ  
а) конструктивная схема; б) общий вид

Принятые допущения для КФ: фланцевое соединение «фланец-корпус» считаем телом вращения - объемное изображение фланцевого соединения, заменим его осевым сечением; корпус - недеформируемый; нагрузка - внутреннее давление; усилие предварительного затяга шпилек отсутствует; влияние обжатия прокладки не учитывается; шпильки - абсолютно жесткие, позволяют перейти к расчётной схеме (рис. 2а), в которой действие шпилек заменяем граничными условиями - опорой, запрещающей перемещение точки В фланца (болтовой окружности) в осевом направлении (вдоль оси ОУ), корпус закреплен в основании от осевого перемещения. Заменив действия опоры и корпуса болтовым и контактным усилиями, соответственно, получим вид деформированного состояния фланца, нагруженного указанными усилиями и внутренним давлением  $p$  (рис. 2б). Исходя из вышесказанного, окончательная расчётная схема для фланцевого соединения УСБ имеет вид, указанный на рис. 3.

АО «ЦКБН» разработана методика расчета НДС фланцевого соединения с КФ с использованием методов теории пластин, колец и цилиндрических оболочек [5; 6]. Запасы прочности для элементов соединения (шпилек, фланца, резьбы фланца) регламентируются нормативными документами [2-3; 6]. Условия проведения гидроиспытаний регламентируются Рекомендациями [8].

Допускаемые напряжения для материалов шпилек  $[\sigma]_{шт}$  определяются по формуле:

$$[\sigma_{шт}] = \sigma_t / n_t ,$$

(1)

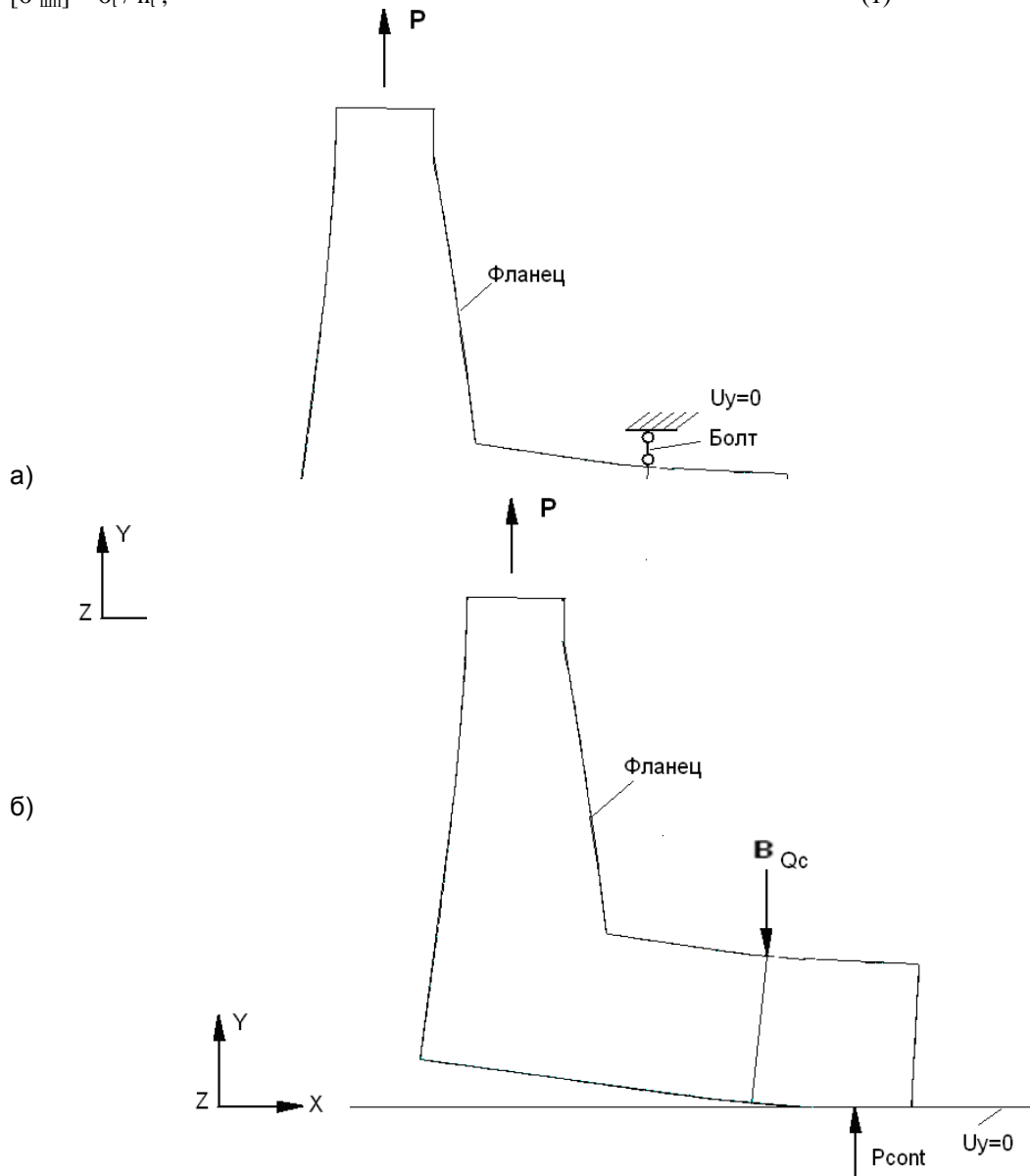


Рис. 2. Вид деформированного состояния фланцевого соединения «фланец-корпус», нагруженного внутренним давлением

а - фланец контактирует с корпусом;

б - нагружение фланца болтовым  $Q_c$  и контактными  $P_{cont}$  усилиями (внутреннее давление не показано)

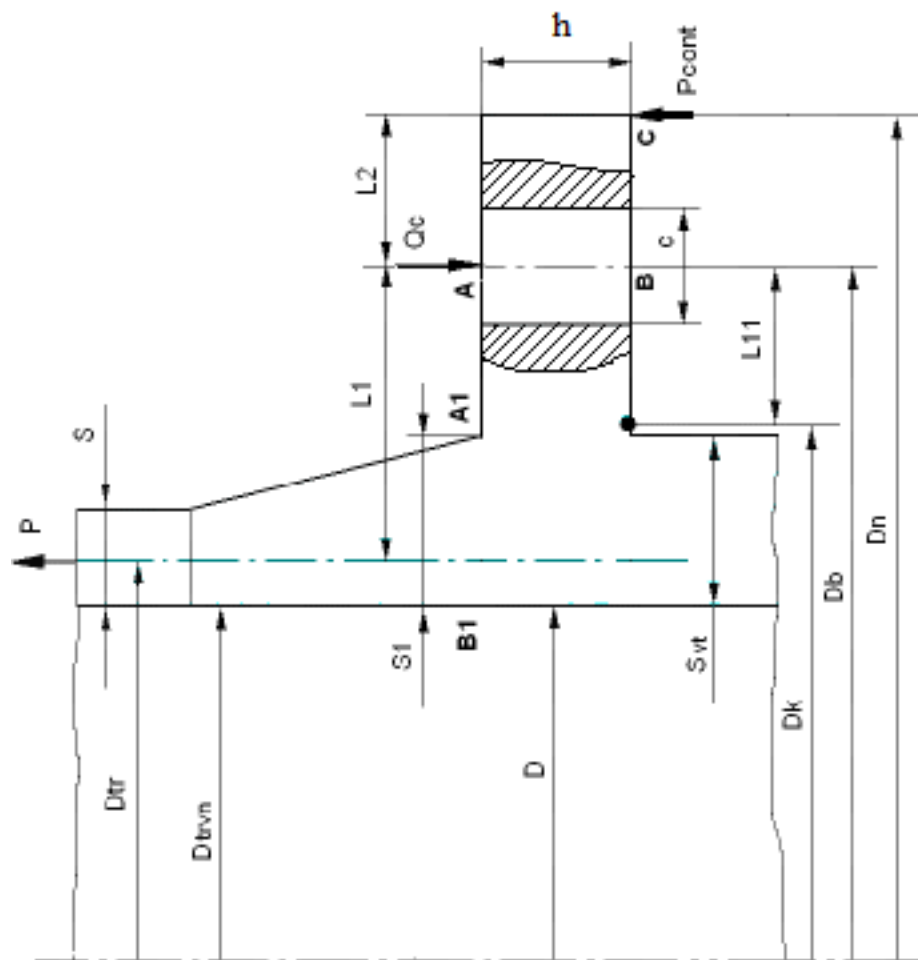


Рис. 3. Расчетная модель фланца,  
 где  $\sigma_t$  - предел текучести, МПа;  
 $n_t$  - коэффициент запаса прочности, установлен [2]

При расчёте статической прочности фланцев расчетным является сечение по окружности шпилек – АВ (см. рис. 2), при этом условия статической прочности вычисляются по формулам:

$$\sigma_{AB} = 1,5 [\sigma], \quad (2)$$

где  $[\sigma]$  - допускаемые напряжения для материала фланца, МПа, вычисляется аналогично (1), принимая в соответствии с [2] для рабочих условий  $n_t = 1,5$ ; для условий гидроиспытаний  $n_t = 1,1$ .

При расчёте усилия на шпильках, равнодействующую усилия  $Q_p$  от давления  $p$  определяем по формуле:

$$Q_p = \pi \cdot D_k^2 \cdot p / 4 \quad (3)$$

где  $D_k$  - диаметр уплотнения, мм;

$p$  - расчетное давление, МПа (для рабочих условий принимаем  $p = p_{раб}$  принимаем согласно [1]; для условий гидроиспытаний принимаем  $p_{ги} = 1,25 p_{раб}$  [8]).

Расчетное суммарное усилие для фланцевых шпилек  $Q_c$  определяют из условия:

$$Q_c = k \cdot Q_p \cdot (L_1 + L_2) \cdot \eta_1 / L_2, \quad (4)$$

где  $k$  - коэффициент затяжки ( $k = 1,25 \div 1,5$  принимаем на основании [1]);

$L_1$  - расчетное плечо, мм (см. рис. 2) [1];

$L_2$  - расчетное плечо, мм (см. рис. 2) [1];

$\eta_1$  - коэффициент, учитывающий влияние контактного взаимодействия в соединении фланец-корпус (из результатов сравнения с численным экспериментом, учитывающего в том числе, что в предельном состоянии раскрытие стыка происходит при повороте фланца относительно точки С (см. рис.2));

Напряжение растяжения фланцевых шпилек:

$$\sigma_{шп} = Q_c / (z \cdot f_{шп}) \quad (5)$$

где  $f_{шп}$  - площадь поперечного сечения шпильки по внутреннему диаметру резьбы, мм, определяется согласно [3].

Условие прочности фланцевых шпилек:

$$\sigma_{шп} \leq [\sigma_{шп}], \quad (6)$$

Ограничив величину  $\sigma_{шп}$ , возникающую при рабочих условиях, с учётом требований по обеспечению нормативных запасов прочности в рабочих условиях, с учётом одновременного обеспечения нормативных запасов прочности в ходе гидроиспытаний, определяем значение допускаемого  $R_{раб}$  по шпилькам.

При расчёте фланца величину усилия контакта  $P_{cont}$ , действующее на фланцевое соединение в точке С, определяется по формуле:

$$P_{cont} = Q_c - Q_p, \quad (7)$$

а изгибающий момент в расчетном сечении АВ:

$$M = P_{cont} \cdot L_2, \quad (8)$$

Напряжение изгиба определяют по формуле:

$$\sigma_{фл} = 6 M / [\pi \cdot D_b - z \cdot c] h^2, \quad (9)$$

где  $h$  – толщина фланца, мм (см. рис. 2) [1];

$z$  – количество шпилек [1];

$c$  – диаметр отверстий под шпильку, мм [1];

Условие прочности фланца при расчете статической прочности

$$\sigma_{фл} \leq [\sigma_{AB}], \quad (10)$$

Ограничив величину  $\sigma_{фл}$ , возникающую при рабочих условиях в сечении АВ (рис. 2), с учётом требований по обеспечению нормативных запасов прочности в рабочих условиях, с учётом одновременного обеспечения нормативных запасов прочности в ходе гидроиспытаний, определяем значение допускаемого  $R_{раб}$  для фланца.

Напряжение среза резьбы корпуса  $\tau_p$  определяют по формуле [6]:

$$\tau_p = \frac{Q_c}{\pi \cdot d_1 \cdot h_p \cdot z \cdot K_1 \cdot K_m}, \quad (11)$$

где  $d_1$  – наружный диаметр шпильки, мм;

$h_p$  – расчетная длина резьбового соединения [6];

$K_1$  – коэффициент резьбы [7];

$K_m$  – коэффициент, учитывающий изменение деформации витков резьбы по высоте соединения [7].

Условие прочности резьбы на срез:

$$\tau_p \leq [\tau_p], \quad (12)$$

В формуле (12)  $[\tau_p] = 0.25 \cdot R_{p0.2}^T$  для рабочих условий и  $[\tau_p] = 0.35 \cdot R_{p0.2}^T$  для условий гидроиспытаний ( $R_{p0.2}^T$  - минимальное значение предела текучести) [7].

Ограничив величину  $\tau_p$ , возникающую при рабочих условиях, с учётом требований по обеспечению нормативных запасов прочности в рабочих условиях, с учётом одновременного обеспечения нормативных запасов прочности в ходе гидроиспытаний, определяем значение допускаемого  $R_{раб}$  для резьбы корпуса.

Расчёт на статическую прочность УСБ показал:

- УСБ работают с нормативными запасами прочности в исполнении УСБ 00.000 00-03; 05; 06; 10; 11; 15; 20; 25; 30; 35;

- в других исполнениях УСБ работают с ненормативными запасами прочности для шпилек и резьбы корпуса, в случае работы с рабочими давлениями согласно ТУ 51-72-87 [1]. Допускаемое рабочее давление УСБ существенно ниже проектного. Ограничением допускаемого рабочего давления УСБ, с учётом работы его элементов с нормативными запасами прочности, являются напряжения, возникающие:

а) для УСБ 700 6.4-10.0, УСБ 500-16.0; УСБ 400-16.0, УСБ 300 10.0-16.0 в шпильках;

б) для других УСБ – в резьбе корпуса.

### Литература

1. ТУ 51-72-87 Устройства сужающие быстротенные. УСБ. Технические условия.

2. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. ГОСТ Р 52857.1 - 2007.
3. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. ГОСТ Р 52857.4-2007.
4. СТП 26.260.2043-2004. Болты, шпильки, гайки и шайбы для фланцевых соединений. Технические требования. ОАО «НИИХИММАШ», 2004.
5. *Биргер И. А., Шорр Б. Ф., Шнейдерович Р. М.* Расчет на прочность деталей машин. Справочное пособие. Под общей редакцией д-ра техн. наук, проф. И. А. Биргера. М., Машиностроение, 1966, 616 с.
6. *Биргер И. А., Иосилев Г. Б.* Резьбовые и фланцевые соединения. М., Машиностроение, 1990, 368 с.
7. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. ПНАЭ Г-7-002-86. М., Энергоатомиздат, 1989, 525 с.
8. Руководство по безопасности «Рекомендации по устройству и безопасной эксплуатации технологических трубопроводов» (утверждены приказом Ростехнадзора от 27.12.2012 № 784).