

А. А. Рязанов, А. В. Чернышев

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ШАРОВЫХ КРАНОВ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Приведен базовый расчет на прочность наиболее напряженных элементов конструкций шаровых кранов пневмогидравлических систем, разработанный на основе многолетнего опыта в области конструирования, производства и эксплуатации шаровых кранов.

E-mail: av-chernyshev@yandex.ru

Ключевые слова: шаровой кран, надежность, шпиндель, фланец, прочность.

Шаровые краны (ШК) широко применяются в составе различных пневматических, гидравлических и пневмогидравлических систем, что обусловлено их высокой эксплуатационной надежностью, долговечностью и относительно низкой ценой. При кажущейся простоте конструкций ШК при их проектировании от разработчиков требуется детальное моделирование рабочих процессов, протекающих в них, и высокопрофессиональное владение основами инженерных расчетов элементов конструкции. Для производства ШК необходимо современное, точное и высокотехнологичное оборудование. Кроме того, обеспечение надежной работы на протяжении всего срока эксплуатации ШК требует высокой квалификации специалистов по их монтажу и обслуживанию.

Надежная и долговечная эксплуатация ШК зависит от качества конструкторской проработки на этапе их проектирования. Неотъемлемым элементом проектирования является выполнение прочностных расчетов с целью определения геометрических размеров деталей конструкции. В данной работе приведены основы базового расчета трех основных деталей ШК: корпуса, шпинделя и фланца. Корпус определяет массогабаритные характеристики ШК и воспринимает нагрузки, определяемые давлением рабочей среды, и нагрузки, передаваемые от трубопровода. Шпиндель – самая нагруженная и ответственная деталь ШК – служит для передачи крутящего момента от привода к сферической пробке. Разрушение этой детали приводит к полной потере управления краном. Фланец – силовая деталь арматуры, служащая для крепления арматуры к трубопроводу и герметизации стыка.

В технической литературе имеется достаточно обширный материал по прочностным расчетам различных элементов конструкций [1–22].

Ниже приведены обобщенные расчеты на прочность конкретных элементов конструкции ШК.

Расчет на прочность корпуса ШК. Корпус ШК представляет собой тело вращения в виде трубы с боковым отверстием. Расчет сводится к определению минимальной толщины стенки корпуса с учетом характеристик материала, внутреннего давления среды и концентраторов напряжения.

Минимальная толщина стенки корпуса S определяется по следующей формуле:

$$S = \frac{pD}{2\varphi[\sigma] - p}, \quad (1)$$

где p – внутреннее давление; D – внутренний диаметр корпуса; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала корпуса; φ – коэффициент снижения прочности за счет бокового отверстия в корпусе.

Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \min \left\{ \frac{\sigma_{\text{в}}}{2,6}; \frac{\sigma_{\text{т}}}{1,5}; \frac{\sigma_{\text{в.д}}}{1,5} \right\}. \quad (2)$$

Значения $\sigma_{\text{в}}$, $\sigma_{\text{т}}$ и $\sigma_{\text{в.д}}$ для некоторых (наиболее часто применяемых при изготовлении ШК материалов) приведены в работе [9].

Коэффициент φ вычисляется из следующей зависимости:

$$\varphi = \frac{2}{\frac{d}{\sqrt{D_m(S-C)}} + 1,75} \leq 1,$$

где d – диаметр бокового отверстия; C – местное утолщение толщины, если утолщение отсутствует, то $C = 0$; D_m – средний диаметр корпуса, мм, $D_m = D + S$.

Если боковое отверстие ступенчатое, то

$$d = (d_1 S_1 + d_2 S_2 + \dots) / S, \quad (3)$$

S_1, S_2, \dots – толщины стенки соответствующих диаметров d_1, d_2, \dots , причем $S_1 + S_2 + \dots = S$.

Расчет на прочность шпинделя ШК. Шпиндель предназначен для передачи крутящего момента от привода к пробке ШК.

Расчет на прочность шпинделя состоит из двух этапов: расчета на статическую прочность и расчета на выносливость.

Расчет на статическую прочность. Оценка проводится по коэффициенту запаса $n_{ст}$ статической прочности:

$$n_{ст} = \frac{\tau_{кр}}{\tau}, \quad (4)$$

где $\tau_{кр}$ – допускаемое касательное напряжение материала при кручении; τ – расчетное касательное напряжение, возникающее в шпинделе при приложении крутящего момента.

Минимальное значение коэффициента $n_{ст}$, как правило, составляет 1,2...2,0. Разброс значений определяется нестабильностью технологического процесса изготовления шпинделя и точностью расчета возникающих напряжений.

Допускаемое касательное напряжение

$$\tau_{кр} = (0,45 \dots 0,50)\sigma_{в}, \quad (5)$$

где $\sigma_{в}$ – предел прочности или временное сопротивление материала шпинделя.

Расчетное касательное напряжение определяется по следующей зависимости:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}, \quad (6)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент, прикладываемый к шпинделю; $W_{кр}$ – момент сопротивления шпинделя при кручении.

Формулы для расчета момента сопротивления шпинделя в наиболее напряженных сечениях при кручении в зависимости от формы поперечного сечения приведены в работе [3].

Значение $W_{кр}$ определяют для всех наиболее напряженных сечений шпинделя, для расчета принимают наименьшее значение.

Расчет на выносливость. Этот расчет является основным проверочным расчетом для шпинделя. При расчете оценивают коэффициент запаса прочности n_{τ} . Для каждого из установленных предположительно опасных сечений определяют расчетный коэффициент запаса прочности и сравнивают его с установленным нормативным значением $[n_{\tau}]$, принимаемым обычно равным 1,3...2,1:

$$[n_{\tau}] = \frac{\tau_{-1}}{K\tau}, \quad (7)$$

где τ_{-1} – предел выносливости для касательных напряжений при кручении; τ – касательное напряжение, определяемое по формуле (6).

При симметричном цикле нагружения

$$\tau_{-1} = 0,55(0,55 - 0,0001\sigma_B)\sigma_B. \quad (8)$$

Коэффициент снижения предела выносливости за счет концентраторов напряжений

$$K = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \frac{1}{K_v},$$

где K_τ – эффективный коэффициент концентрации напряжений; $K_{d\tau}$, $K_{F\tau}$ – коэффициенты, учитывающие влияние соответственно абсолютных размеров поперечного сечения шпинделя и шероховатости поверхности; K_v – коэффициент, учитывающий влияние поверхностного упрочнения, равный 1,0...1,25.

При этом

$$K_{F\tau} = 0,575 \left[1 - 0,22 \left(\lg \frac{\sigma_B}{20} - 1 \right) \lg R_z \right] + 0,425;$$

$K_\tau = 0,363 \cdot 10^{-3} \sigma_B + 1,54$ для валов с поперечным отверстием;

$K_\tau = \left(1,95 \frac{D_B}{d_{пр}} - 1,43 \right) 0,7 + 1$ для валов с проточками (рис. 1);

$K_\tau = \left(2,88 \frac{D_B}{d_r} - 2,72 \right) 1,3 + 1$ для валов с галтелью (рис. 2);

$$K_{d\tau} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{D_B}{7,5} \right)^{-3(0,19 - 0,000125\sigma_B)} \right].$$

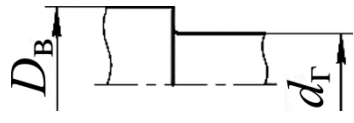
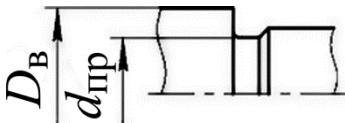


Рис. 1. Схема вала с проточками:

Рис. 2. Схема вала с галтелью:

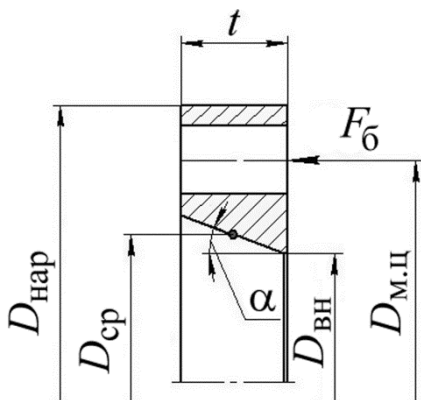
D_B – диаметр вала; $d_{пр}$ – диаметр проточки

d_r – диаметр галтели

Расчет на прочность фланцев. Расчет свободного фланца сводится к расчету на изгиб от возникающего изгибающего момента при стягивании соединения и на смятие конической поверхности. Расчетная схема фланца приведена на рис. 3.

Рис. 3. Расчетная схема фланца:

$D_{\text{нар}}$, $D_{\text{вн}}$ – наружный и внутренний диаметры фланца; $D_{\text{м.ц}}$ – межцентровое расстояние крепежных отверстий; $D_{\text{сп}}$ – средний диаметр посадочной поверхности; $F_{\text{б}}$ – суммарная сила болтового соединения; t – толщина свободного фланца



Толщина свободного фланца

$$t = \sqrt{\frac{YM_0}{[\sigma]B}} \quad (9)$$

Здесь Y – эмпирический коэффициент,

$$Y = \frac{1}{k-1} \left[0,66545 + 5,71690 \frac{k^2 \log_{10} k}{k^2 - 1} \right], \quad k = \frac{D_{\text{нар}}}{D_{\text{вн}}};$$

допускаемое напряжение $[\sigma]$ для материала фланца, определяется по формуле (2).

Крутящий момент, возникающий при стягивании фланцевого соединения,

$$M_0 = F_{\text{б}} \frac{D_{\text{м.ц}} - D_{\text{сп}}}{2},$$

где $F_{\text{б}}$ – суммарная сила болтового соединения.

При этом

$$F_{\text{б}} = F_0 + \chi F, \quad (10)$$

где F_0 – сила предварительной затяжки; χ – коэффициент основной нагрузки, принимается равным 0,2...0,3; F – внешняя сила растяжения.

Сила предварительной затяжки F_0 – минимальная необходимая начальная нагрузка (без внутреннего давления) на уплотнение для получения герметичного соединения. Она является функцией материала прокладки и эффективной площади прокладки:

$$F_0 = 3,14D_{\text{упл}}hq_0, \quad (11)$$

где h – ширина прокладки; q_0 – минимальная удельная нагрузка, прикладываемая к прокладке для обеспечения герметичности; значения q_0 приведены в работе [4].

Внешняя сила растяжения F – сила, прикладываемая к шпилькам фланцевого соединения для обеспечения герметичности соединения при воздействии внутреннего давления:

$$F = F_{\Gamma} + F_{\text{пр}} + F_{\text{доп}}. \quad (12)$$

Сила гидростатического действия среды F_{Γ} принимается равной произведению площади и рабочего давления, причем площадь определяется средним диаметром уплотнения фланцевого соединения $D_{\text{упл}}$:

$$F_{\Gamma} = 0,785D_{\text{упл}}^2 p_{\text{н}}. \quad (13)$$

Усилие сжатия прокладки (кольца) $F_{\text{пр}}$ для создания достаточной плотности соединения равно произведению площади прокладки S и удельного давления $q_{\text{уп}}$, необходимого для обеспечения герметичности стыка:

$$F_{\text{пр}} = Sq_{\text{уп}}. \quad (14)$$

Значение $q_{\text{уп}}$ принимается в зависимости от давления среды $p_{\text{н}}$ и материала прокладок:

$$q_{\text{уп}} = mp_{\text{н}}. \quad (15)$$

Коэффициент m называется коэффициентом прокладки, значения m выбираются в зависимости от материала прокладки.

Дополнительное усилие $F_{\text{доп}}$ связано со снижением удельного давления на прокладку за счет деформации фланцев и принимается равным $0,2F_{\Gamma}$.

Подставив значения слагаемых в формулу (3) и проведя преобразования, получаем

$$F = 0,942D_{\text{упл}}^2 p_{\text{н}} + 3,14D_{\text{упл}}hmp_{\text{н}}. \quad (16)$$

Тогда полная сила при расчете на статическую прочность после преобразования

$$F_{пл} = 0,2 D_{упл} p_H (D_{упл} + 3ht) + 3D_{упл} hq_0. \quad (17)$$

Проверка на смятие конической поверхности фланца. Расчет на смятие проводится по удельному давлению от действия силы F_6 :

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{S_{бок}} < [\sigma]_{см}. \quad (18)$$

Здесь N – нормальная составляющая силы F_6 ,

$$N = \frac{F_6}{\cos \alpha};$$

$$\alpha = \arctg \frac{H - B}{2t};$$

$S_{бок}$ – боковая поверхность конуса,

$$S_{бок} = \frac{\pi t}{2 \cos \alpha} (H + B).$$

Допустимое давление по критерию смятия

$$[\sigma]_{см} = \frac{\sigma_{т.пов}}{n_c K},$$

где $\sigma_{т.пов}$ – предел текучести поверхностных слоев материала фланца; n_c – коэффициент запаса прочности на сжатие, равный 1,25...1,40, для незакаленных и неотчетственных соединений принимаются меньшие значения; K – коэффициент концентрации нагрузки от погрешности изготовления (неполное прилегание), равный 1,2...1,4.

Проверка на прочность шпилек крепления фланцев. Расчет проводится в два этапа. На первом этапе определяют условную статическую прочность стержня шпильки:

$$\frac{F_6}{nS_{шп}} \leq [\sigma_B],$$

где F_6 – суммарная сила болтового соединения; n – число шпилек; $S_{шп}$ – расчетная площадь сечения шпильки (по ГОСТ 1759.4–87).

На втором этапе проверяют условия прочности резьбы на срез. Соотношение механических характеристик материалов шпильки и гайки существенно влияет на процесс деформирования и характер разрушения резьбы. Прочность материала шпильки должна быть минимум в 1,3 раза больше прочности материала гайки.

Тогда условие прочности резьбы (метрической с крупным шагом) на срез

$$\frac{H}{d} = 0,6 \dots 0,7,$$

где H – высота гайки; d – диаметр резьбы.

На основе обобщения материалов работ [1–22] предложена методика расчета основных элементов конструкции ШК: корпуса, шпинделя, фланцев и крепежа. Основным допущением в приведенных зависимостях является анизотропность материалов и отсутствие внутренних дефектов. Такая характеристика материалов достигается термической обработкой заготовок и последующей отбраковкой методами неразрушающего контроля (ультразвуковой контроль, рентгенография, капиллярная дефектоскопия).

Приведенная методика апробирована при разработке типового ряда ШК DN 15...200 с номинальным давлением до PN 320.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А н у р ь е в В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3 т. Т. 1. – 9-е изд. перераб. и доп. / под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006. – 928 с.
2. ASME. Секция VIII. Раздел 1.
3. Б и р г е р И. А., Ш о р р Б. Ф., Ш н е й д е р о в и ч Р. М. Расчет на прочность деталей машин: справочник-пособие для конструкторов. – М.: Машгиз, 1959. – 460 с.
4. Б и р г е р И. А., И о с и л е в и ч Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 365 с.
5. В о л о ш и н А. А., Г р и г о р ь е в Г. Т. Расчет и конструирование фланцевых соединений: справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1979. – 125 с.
6. ГОСТ 1759.4–87. Болты, винты и шпильки. Механические свойства и методы испытаний.
7. ГОСТ 25.504–82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости.
8. ГОСТ 1759.5–87. Гайки. Механические свойства и методы испытаний.
9. ГОСТ 12816–80. Фланцы арматуры, соединительных частей и трубопроводов на Ру от 0,1 до 20,0 МПа. Общие технические требования.
10. Детали машин. Расчет и конструирование: справочник. Т. 1 / под ред. Н.С. Ацеркана. – 3-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1968. – 440 с.
11. Детали машин. Энциклопедический справочник «Машиностроение». Т. 2. – М.: Машгиз, 1953. – 654 с.

12. Иванов М. Н., Иванов В. Н. Детали машин. – М.: Высш. шк., 1975. – 551 с.
13. Машиностроение. Энциклопедия. Т. VI-1. Детали машин. Конструкционная прочность / ред. совет К.В. Фролов (пред.) и др. – М.: Машиностроение, 2008. – 864 с.
14. Нормы расчета на прочность оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок (ПНАЭ Г-7-002–86). Госатомэнергонадзор СССР. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 525 с.
15. Пог о д и н В. К. Разъемные соединения и герметизация в оборудовании высокого давления. – Иркутск: Издание ОГУП, 2001. – 406 с.
16. Проектирование механических передач. – 5-е изд., перераб. и доп. / С.А. Чернавский, Г.А. Спесарев и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
17. Справочник металлиста: в 5 т. Т. 1. 3-е изд., перераб. / под ред. С.А. Чернавского и В.Ф. Решикова. – М.: Машиностроение, 1976. – 768 с.
18. Справочник металлиста. Т. 2. – М.: Машгиз, 1963. – 574 с.
19. ГОСТ Р 52857.1–2007–ГОСТ Р 52857.12–2007. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность.
20. СТ ЦКБА 005.1–2003. Металлы, применяемые в арматуростроении. Ч. 1.
21. СТП 26.260.2043 – 2004. Болты, шпильки, гайки и шайбы для фланцевых соединений. Технические требования. – Иркутск: НИИХИММАШ, 2004.
22. Фе о д о с ъ е в В. И. Сопротивление материалов. – 9-е изд., перераб. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 512 с.

Статья поступила в редакцию 14.09.2012

Авторы статей

Белова Ольга Владимировна – канд. техн. наук, доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Белотелова Людмила Николаевна – ассистент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Борисов Юрий Александрович – аспирант кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Васильева Вера Александровна – аспирантка кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Волков Василий Юрьевич – инженер ОАО «ВНИИАЭС».

Волошин Павел Андреевич – аспирант кафедры «Вакуумная и компрессорная техника», специалист компании ЗАО «Гросис».

Демихов Константин Евгеньевич – советник ректора, профессор, заведующий кафедрой «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Дронов Артем Вячеславович – аспирант кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н.Э. Баумана.

Друца Валерий Львович – канд. хим. наук, ведущий научный сотрудник НИИФХБ им. А.Н. Белозерского МГУ им. М.В. Ломоносова.