

Технический комитет по стандартизации
«Трубопроводная арматура и сильфоны» (ТК 259)

Акционерное общество «Научно-производственная фирма
«Центральное конструкторское бюро арматуростроения»

СТАНДАРТ ЦКБА

СТ ЦКБА 115–2015

Арматура трубопроводная

КРАНЫ ШАРОВЫЕ

Методика силового расчета

НПФ «ЦКБА»
2017

Предисловие

- 1 РАЗРАБОТАН Акционерным обществом «Научно-производственная фирма «Центральное конструкторское бюро арматуростроения» (АО «НПФ «ЦКБА»)
- 2 УТВЕРЖДЁН И ВВЕДЁН В ДЕЙСТВИЕ Приказом от « 26» марта 2015 г № 18
- 3 СОГЛАСОВАН Техническим комитетом по стандартизации «Трубопроводная арматура и сифоны» (ТК 259)
- 4 ВВЕДЕН ВПЕРВЫЕ
- 5 ПЕРЕИЗДАНИЕ в 2017 году с учетом Поправки № 1 и изменения № 1

Изм. № 2 - 2015 Июнь 04.04.17

*По вопросам заказа стандартов ЦКБА
обращаться в АО «НПФ ЦКБА»
по телефону (812) 611-10-00, факс 458-72-22
195027, Россия, С-Петербург, пр. Шаумяна, 4, корп.1, лит «А»
standard@ckba.ru*

© АО «НПФ «ЦКБА», 2015 г.

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен без разрешения АО «НПФ «ЦКБА»

Содержание

1 Назначение и область применения	4
2 Нормативные ссылки	4
3 Термины и обозначения	5
4 Описание расчетных моделей	6
5 Основные соотношения	10
6 Порядок расчета крана с плавающей пробкой	17
7 Порядок расчета крана с пробкой в опорах	20
Приложение А (справочное) Пример силового расчета крана с плавающей пробкой	24
Приложение Б (справочное) Пример силового расчета крана с пробкой в опорах	27

ИИВ. N 2-2015
Генерал 30.03.17

СТАНДАРТ ЦКБА

Арматура трубопроводная

КРАНЫ ШАРОВЫЕ

Методика силового расчета

Дата введения – 01.07.2015

1 Назначение и область применения

Настоящий стандарт распространяется на краны шаровые, имеющие конструкцию с плавающей пробкой, или пробкой в опорах.

Стандарт содержит методики расчета усилий и моментов, необходимых для обеспечения герметичности крана в затворе и для управления краном.

Стандарт может применяться при разработке кранов шаровых для трубопроводов различного назначения.

2 Нормативные ссылки

2.1 В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие нормативные документы:

ГОСТ 24856–2014 Арматура трубопроводная. Термины и определения

СТ ЦКБА 037-2006 Арматура трубопроводная. Узлы сальниковые. Конструкция, основные размеры и технические требования

СТ ЦКБА 057-2008 Арматура трубопроводная. Коэффициенты трения в узлах арматуры

СТ ЦКБА 072-2009 Арматура трубопроводная. Крутящие моменты и размеры маховиков и рукояток

СТ ЦКБА 086-2010 Арматура трубопроводная. Технические данные и характеристики для силовых расчетов

ИИВ. № 2 - 2015 Июнь 20.03.15

3 Термины и обозначения

3.1 В настоящем стандарте применены термины по ГОСТ 24856.

3.2 В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

b – ширина поверхности уплотнения в затворе, мм;

D – диаметр шаровой поверхности пробки, мм;

$D_б$ – диаметр бурта шпинделя, мм;

$D_{оп}$ – диаметр цапф пробки в кранах с пробкой в опорах, мм;

D_c – диаметр поверхности уплотнения седла у крана с пробкой в опорах, мм;

$D_{шт}$ – диаметр шпинделя на участке уплотнения (сальником или кольцами),

мм;

d – диаметр окружности, называемой линией уплотнения, ограничивающей эффективную площадь уплотнения в затворе, мм;

$d_в$ – диаметр внутренней поверхности уплотнения в затворе, мм;

$d_н$ – диаметр наружный поверхности уплотнения в затворе, мм;

H – высота набивки сальника, мм;

h – ширина канавки в уплотнении шпинделя, мм;

n – количество уплотнительных колец в уплотнении шпинделя;

$k_{пр}$ – коэффициент запаса по максимальному моменту на приводе;

k_n – коэффициент запаса по настройке привода;

k_y – коэффициент запаса по герметичности крана в затворе;

$M_б$ – крутящий момент для преодоления сил трения в бурте шпинделя,

Н·мм;

$M_з$ – крутящий момент для преодоления трения в затворе, Н·мм;

M_k – максимальный крутящий момент на выходном валу крана, необходимый для поворота пробки, Н·мм;

$M_{к0}$ – крутящий момент холостого хода, Н·мм;

$M_{оп}$ – крутящий момент для преодоления сил трения в опорах пробки (в кранах с пробкой в опорах), Н·мм;

M_n – крутящий момент настройки привода, Н·мм;

$M_{пр}$ – максимальный крутящий момент, развиваемый приводом, Н·мм;

$M_{шт}$ – крутящий момент для преодоления сил трения в уплотнении шпинделя, Н·мм;

P – расчетное давление, МПа;

ИИБ № 2 - 2015. Заслуж. 30.03.15

ΔP_k – максимальный перепад давления среды на кране (между входным и выходным патрубками), МПа;

ΔP_c – максимальный перепад давления среды на седле (между патрубком и внутренней полостью в кранах с пробкой в опорах), МПа;

Q - усилие на пробку в уплотнении затвора, Н;

Q_6 - усилие выталкивания шпинделя, действующее на бурт, Н;

Q_n – необходимое усилие поджатия седла или уплотнительного кольца, Н;

$Q_{ск}$ – усилие на пробку от максимального перепада давления среды на кране, Н;

Q_{cc} – усилие на пробку от максимального перепада давления среды на седле, Н;

Q_y - необходимое усилие уплотнения затвора при максимальном перепаде давления среды, Н;

Q_{y0} -необходимое усилие уплотнения затвора при отсутствии перепада давления среды, Н;

q – удельное давление в уплотнении, нормальное к поверхности пробки, МПа;

q_y - удельное давление в уплотнении, необходимое для герметичности в затворе при максимальном перепаде давления среды, МПа;

q_{y0} – минимально необходимое удельное давление в уплотнении затвора, МПа;

α – половина центрального угла с вершиной в центре пробки, определяющего положение средней линии уплотнения на поверхности пробки, рад;

$\mu, \mu_{оп}$ - коэффициенты трения в затворе и в опоре пробки;

$\mu_{шт}, \mu_6$ – коэффициенты трения в уплотнении шпинделя и в бурте шпинделя.

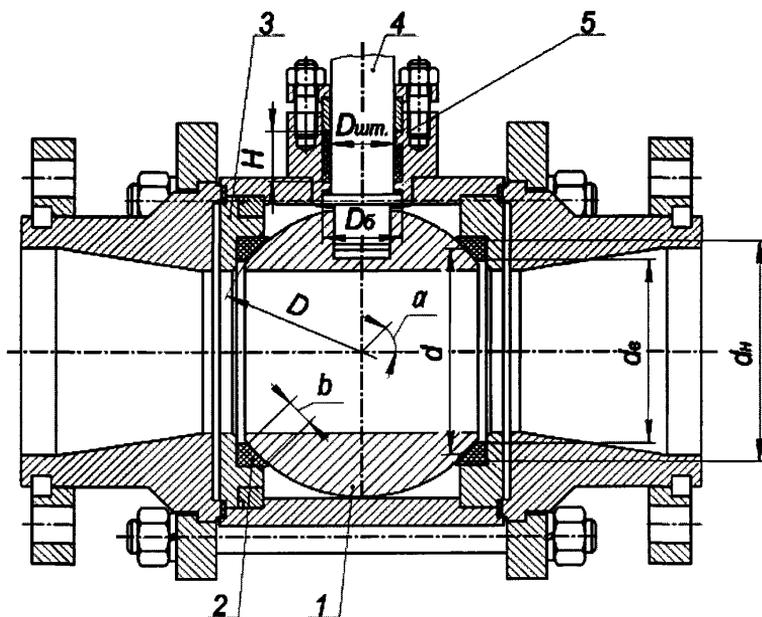
4 Описание расчетных моделей

4.1 В настоящем стандарте рассматриваются краны шаровые двух конструктивных типов – с плавающей пробкой (рисунок 1) и с пробкой в опорах (рисунок 2).

В кранах обоих типов герметичность в затворе создается усилиями, действующими между пробкой и уплотнительными кольцами или седлами; эти усилия имеют две составляющие.

Первая составляющая усилий взаимодействия – это усилие поджатия. В кранах с плавающей пробкой усилие поджатия уплотнительных колец к пробке обычно создается затягом шпилек соединения корпус - патрубки. В кранах с пробкой в опорах усилие поджатия седел к пробке создается с помощью пружин.

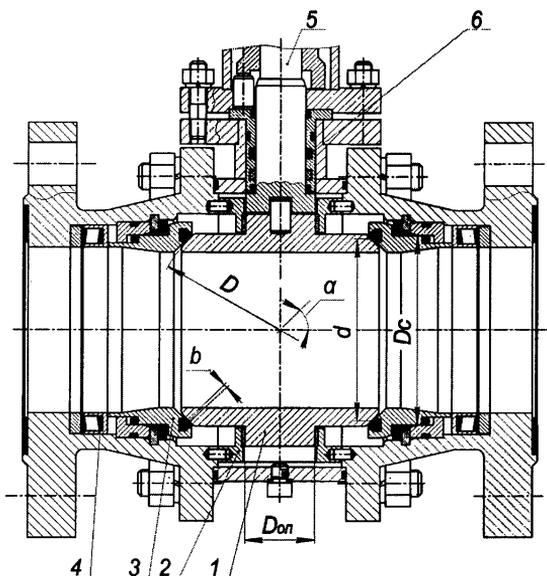
Вторая составляющая усилий, влияющих на герметичность, зависит от перепада давления в закрытом положении крана. В кранах с плавающей пробкой герметичность зависит от усилия $Q_{ск}$, вызванного перепадом давления на кране ΔP_k , то есть разностью давлений между входным и выходным патрубками. В кранах с пробкой в опорах герметичность зависит от усилия $Q_{сс}$, вызванного перепадом давления на седле ΔP_c , то есть между патрубком и внутренней полостью крана. В этих кранах усилие $Q_{ск}$ передается через опоры на корпус и не влияет на герметичность в затворе.



1 – пробка; 2 – уплотнительное кольцо; 3 – обойма; 4 – шпindelь; 5 – сальник

Рисунок 1 – Кран шаровой с плавающей пробкой

Уч. № 2-2015 Июнь 20. 03. 15



1 – пробка; 2 – опора; 3 – седло; 4 – обойма с пружинами; 5 – шпindelь;
6 – уплотнительное кольцо шпинделя

Рисунок 2 – Кран шаровой с пробкой в опорах

Усилие $Q_{сх}$ определяется как произведение перепада давления ΔP_k на площадь круга, ограниченного линией уплотнения в затворе. Усилие $Q_{сc}$ определяется как произведение перепада давления ΔP_c на площадь кольца, ограниченного двумя окружностями, первая из которых есть линия уплотнения в затворе, а вторая лежит на поверхности уплотнения седла.

Управление кранами обеспечивается крутящим моментом от привода, необходимым для преодоления сил трения в узлах затвора, шпинделя, сальника, опор.

4.2 В методиках силового расчета кранов обоих типов использованы следующие общие положения и допущения:

- удельные давления, возникающие на поверхностях уплотнения в затворе, симметричны относительно оси трубопровода;

ИИВ, N 1 - 2015 Июнь 30.03.15

- податливость узлов уплотнения в затворе значительно превышает податливость других элементов крана, благодаря чему влияние последних на герметичность не учитывается;

- податливость узлов уплотнения в затворе со стороны входного и выходного патрубков одинакова;

- краны должны обеспечить герметичность в затворе во всем диапазоне изменения перепада давления среды от нуля до максимального значения ΔP ;

- для сохранения герметичности во всем диапазоне перепада давления достаточно обеспечить ее при максимальном перепаде и при отсутствии перепада;

- герметичность кранов в затворе должна быть обеспечена с учетом коэффициента запаса по уплотнению k_y . Рекомендуемое значение данного коэффициента при максимальном перепаде давления $k_y = 1,1-1,2$, а при отсутствии перепада $k_{y0} = 1,0$;

- расчетный крутящий момент, необходимый для управления краном M_k , определяется для режима начала открытия крана;

- максимальный крутящий момент, развиваемый механизированным приводом $M_{пр}$, должен удовлетворять условию $M_{пр} \geq k_{пр} \cdot M_k$,

где $k_{пр}$ - коэффициент запаса по максимальному моменту на приводе, принимаемый с учетом условий эксплуатации и требований НД отдельных отраслей промышленности ($k_{пр}=1,1-2,0$).

В случае применения ручного привода размер рукоятки (маховика) может определяться по стандарту СТ ЦКБА 072;

- крутящий момент настройки механизированного привода M_n должен удовлетворять условию $M_n \geq k_n \cdot M_k$,

где k_n – коэффициент запаса по настройке привода ($k_n=1,1-1,2$).

4.3 В методике расчета крана с плавающей пробкой используются следующие дополнительные положения:

- герметичность в затворе обеспечивается узлом уплотнения со стороны выходного патрубка (влияние узла уплотнения со стороны входного патрубка не учитывается);

- усилие на пробку от перепада давления среды на кране $Q_{ск}$ изменяет значения усилий между пробкой и уплотнительными кольцами следующим

образом: со стороны входного патрубка из усилия поджатия Q_n вычитается $0,5 \cdot Q_{ск}$, а со стороны выходного патрубка к усилию поджатия Q_n прибавляется $0,5 \cdot Q_{ск}$. В случае, если $Q_{ск} \geq 2 \cdot Q_n$, усилие на пробку от уплотнительного кольца, расположенного со стороны входного патрубка равно нулю, а со стороны выходного патрубка равно $Q_{ск}$;

- крутящий момент, необходимый для преодоления сил трения между пробкой и уплотнительными кольцами, определяется с учетом следующих усилий от колец, действующих на пробку:

- если $Q_{ск} < 2 \cdot Q_n$, то суммарное усилие на пробку от колец равно $2 \cdot Q_n$;

- если $Q_{ск} \geq 2 \cdot Q_n$, то на пробку действует усилие $Q_{ск}$ от выходного кольца.

4.4 В методике расчета крана с пробкой в опорах используются следующие дополнительные положения:

- герметичность в затворе обеспечивается узлом уплотнения со стороны входного патрубка (входным седлом) с учетом максимального перепада давления между входным патрубком и внутренней полостью крана ΔP_c , а влияние выходного седла не учитывается. В случае повреждения входного седла герметичность крана, имеющего седла с двойным поршневым эффектом, обеспечивается выходным седлом;

- крутящий момент, необходимый для преодоления сил трения в затворе, определяется с учетом усилий поджатия обоих седел и усилия от перепада давления среды на одном из седел $2 \cdot Q_n + Q_{cc}$. В необходимых случаях рассматривается также режим, при котором в обоих патрубках будет давление P_n , а во внутренней полости давление будет равно нулю. В этом случае крутящий момент для преодоления сил трения в затворе должен определяться с учетом усилия $2 \cdot (Q_n + Q_{cc})$.

5 Основные соотношения

В настоящем разделе приводятся соотношения и расчетные формулы, общие для шаровых кранов с плавающей пробкой и пробкой в опорах. Они используются в разделах 6 и 7, содержащих методики силового расчета кранов.

5.1 Геометрические соотношения

На рисунке 3 схематически изображена пробка шарового крана в закрытом положении. Используется прямоугольная система координат с началом в центре

ИИВ. № 1015. Июнь 30.03.15

пробки (точка O), ось x совпадает с осью трубопровода и является осью симметрии уплотнения, ось y совпадает с осью вращения пробки, а ось z совпадает с осью проходного отверстия. На рисунке показана линия уплотнения пробки, в качестве которой может приниматься (в запас герметичности и работоспособности) средняя линия контакта пробки и уплотнительного кольца. При наличии экспериментального подтверждения, линию уплотнения можно приблизить к внутренней линии контакта, например, поместить на расстоянии $b/4$.



Рисунок 3 – Пробка шарового крана

На рисунке 4 изображена четвертая часть поверхности пробки.

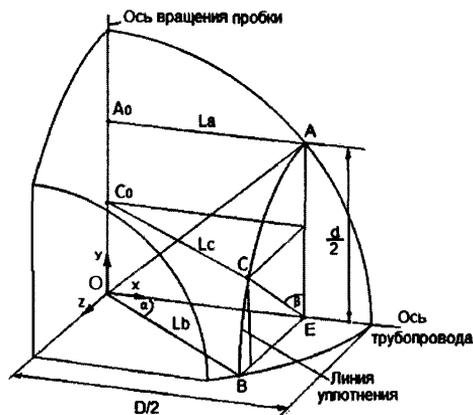


Рисунок 4 – Геометрические параметры пробки

ИИД. N 1-1010 Июнь 2003. 10

На линии уплотнения пробки показаны три точки, из которых точка А лежит в плоскости $xу$, точка В – в плоскости xz , а точка С занимает промежуточное положение. Положение точек на линии уплотнения определяется центральным углом β , измеряемым от прямой АЕ, лежащей в плоскости $xу$.

В точке А угол $\beta = 0$, а в точке В угол $\beta = \pi/2$.

Диаметр поверхности пробки D и диаметр линии уплотнения d связаны соотношением

$$d = D \cdot \sin \alpha; \sin \alpha = d/D; \alpha = \arcsin d/D. \quad (1)$$

При вращении крана, на линии уплотнения возникают силы трения, создающие крутящие моменты относительно оси вращения «у». Плечи этих сил переменны по длине линии уплотнения.

Из рисунка 4 следует, что в произвольной точке С плечо силы трения L_c связано с диаметром d и углами α и β соотношением

$$L_c = \frac{d}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha} \cdot \sqrt{(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \sin^2 \beta)}. \quad (2)$$

Из рисунка 4 также видно, что в точках А и В плечи L_a и L_b (длины линий $AA_0 = EO$ и BO) равны

$$L_a = 0,5 \cdot D \cdot \cos \alpha = 0,5 \cdot d / \operatorname{tg} \alpha; \quad L_b = 0,5 \cdot D. \quad (3)$$

5.2 Соотношение между осевой силой и удельным давлением

При отсутствии крутящего момента соотношение между силой Q , действующей на пробку, и соответствующими контактными напряжениями q и $\mu \cdot q$ на поверхности уплотнения (рисунок 5), определяется из условия равновесия пробки.

ИИВ. № 8 - 2015 Июнь 30.03.15

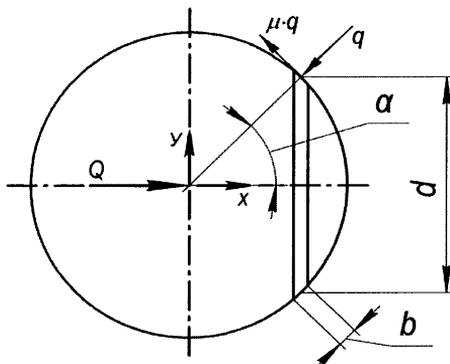


Рисунок 5 – Осевая сила и контактные напряжения

Контактное напряжение q нормально к поверхности пробки (удельное давление), а контактное напряжение трения μq лежит в касательной плоскости и направлено по нормали к конической поверхности, связывающей центр пробки с точкой контакта.

Уравнение равновесия пробки имеет вид

$$Q = (q \cdot \cos\alpha + \mu \cdot q \cdot \sin\alpha) \cdot \pi \cdot d \cdot b. \quad (4)$$

Из равенства (4) следует

$$Q = q \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos\alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg}\alpha); \quad q = \frac{Q}{\pi \cdot d \cdot b \cdot \cos\alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg}\alpha)}. \quad (5)$$

5.3 Соотношение между моментом вращения пробки и осевой силой

На рисунке 6 схематически изображена четвертая часть пробки шарового крана в проекции на плоскость $x-z$, перпендикулярную к оси вращения пробки (ось y). На линии уплотнения пробки показаны точки А, В и С. При вращении пробки траектории этих точек образуют на поверхности пробки дуги окружностей. Траектория точки А лежит в плоскости, параллельной плоскости $x-z$ и отстоящей от нее на расстоянии $d/2$; траектория точки В лежит в самой плоскости $x-z$; траектория произвольной точки С лежит в плоскости, занимающей промежуточное положение между названными плоскостями.

СНБ, № 2 - 2015 Проект 20.09.12

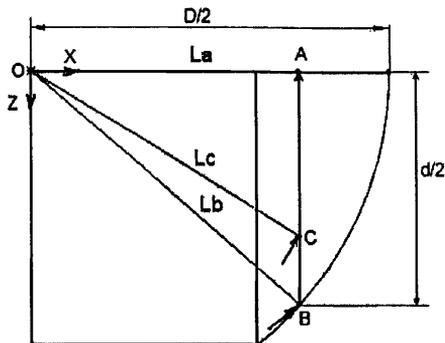


Рисунок 6 – Плечи сил трения в точках линии уплотнения

В точках А, В и С стрелками показаны силы трения; они действуют на элементарных участках площадью $0,5 \cdot d \cdot b \cdot \Delta\beta$ и равны $\mu \cdot q \cdot 0,5 \cdot d \cdot b \cdot \Delta\beta$. Эти силы направлены по касательной к траекториям точек в сторону, обратную вращению пробки. Плечи сил трения относительно оси вращения пробки «у» – L_a , L_b и L_c .

В произвольной точке С крутящий момент силы трения ΔM_C относительно оси вращения пробки «у» равен

$$\Delta M_C = \mu \cdot q \cdot 0,5 \cdot d \cdot b \cdot \Delta\beta \cdot L_c. \quad (6)$$

Суммарный крутящий момент M , необходимый для преодоления сил трения между уплотнительным кольцом и пробкой при вращении, определяется как интеграл

$$M = 4 \int_0^{\pi/2} dM_c. \quad (7)$$

После подстановки соотношений (3), (5) и (6) в равенство (7) получаем:

$$M = \frac{\mu \cdot d \cdot Q}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)} \cdot k_m, \quad (8)$$

где

$$k_m = \int_0^{\pi/2} \sqrt{(1 + \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot \sin^2 \beta)} \, d\beta. \quad (9)$$

Интеграл, определяющий значение коэффициента k_m , не имеет представления в замкнутой форме. Значения этого коэффициента, рассчитанные численным методом в интервале значений угла $\alpha = (0,6 - 0,8)$ рад ($34,4^\circ - 45,8^\circ$) показаны на рисунке 7.

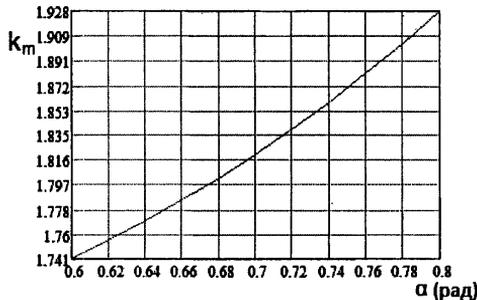


Рисунок 7 – Зависимость коэффициента k_m от угла α

Значение коэффициента k_m можно приближенно представить в виде

$$k_m = 1,13 + \alpha. \quad (10)$$

С учетом равенства (10) крутящий момент, необходимый для преодоления сил трения, вызванных осевой силой Q , действующей между одним уплотнительным кольцом и пробкой, определяется по формуле

$$M = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot Q}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}. \quad (11)$$

5.4 Усилие, необходимое для обеспечения герметичности крана в затворе

Для сохранения герметичности крана в затворе, уплотнительное кольцо или седло должно быть прижато к пробке усилием, создающим достаточное удельное давление на поверхности уплотнения.

Удельное давление q_y , обеспечивающее герметичность при перепаде давления ΔP , можно определить по формуле (12) Д.Ф. Гуревича, либо принять из другого проверенного источника, или по опытным данным изготовителя арматуры

$$q_y = m \cdot \frac{c + 10 \cdot k \cdot \Delta P}{\sqrt{10 \cdot b}}, \quad (12)$$

где m , c и k – коэффициенты, определяемые по СТ ЦКБА 086, раздел 4.

Необходимое усилие уплотнения крана в затворе Q_y определяется по формуле (см. 5.2)

$$Q_y = q_y \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha). \quad (13)$$

В случае отсутствия перепада давления на кране, усилие Q_{y0} должно определяться с учетом минимально необходимого удельного давления q_{y0}

$$Q_{y0} = q_{y0} \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha), \quad (14)$$

где q_{y0} следует из формулы (12)

$$q_{y0} = m \cdot \frac{c}{\sqrt{10 \cdot b}}. \quad (15)$$

5.5 Крутящий момент, необходимый для преодоления сил трения в уплотнении шпинделя

Крутящий момент, необходимый для преодоления сил трения в уплотнении шпинделя $M_{шт}$, определяется по формуле

$$M_{шт} = T \cdot D_{шт} / 2, \quad (16)$$

где T – сила трения в уплотнении шпинделя, Н.

В случае сальникового уплотнения шпинделя сила T равна

$$T = \pi \cdot D_{шт} \cdot H \cdot P_{ос} \cdot k_{бд} \cdot \mu_{шт}, \quad (17)$$

где $D_{шт}$ – диаметр шпинделя на участке уплотнения, мм;

H – суммарная высота набивки сальника, мм;

$P_{ос}$ – осевое давление в сальнике, МПа;

$k_{бд}$ – коэффициент бокового давления;

$\mu_{шт}$ – коэффициент трения между набивкой сальника и шпинделем.

Значения $P_{ос}$, $k_{бд}$ и $\mu_{шт}$ – принимаются согласно разделу 6 СТ ЦКБА 037 в зависимости от марки набивки и параметров рабочей среды. (Поправка № 1)

УНБ. N 1 - 2015 *Гусев* 27.12.2016

В случае уплотнения шпинделя с помощью колец сила T принимается ориентировочно равной

$$T = \pi \cdot D_{\text{шт}} \cdot n \cdot h \cdot \varepsilon \cdot E \cdot \mu_{\text{шт}}, \quad (18)$$

где n – количество колец;

h – ширина канавки под кольцо, мм;

ε – относительная деформация кольца (для резины $\varepsilon=0,3$);

E – модуль упругости материала кольца на сжатие (для резины $E = 10$ МПа);

$\mu_{\text{шт}}$ – коэффициент трения между набивкой сальника и шпинделем.

(Поправка № 1)

6 Порядок расчета крана с плавающей пробкой

Общий вид шарового крана с плавающей пробкой показан на рисунке 1.

Обозначения величин даны в 3.1.

6.1 Задачи расчета

6.1.1 Определение усилия поджатия пробки $Q_{\text{п}}$.

6.1.2 Определение крутящих моментов:

- расчетный крутящий момент на выходном валу крана $M_{\text{к}}$;
- крутящий момент холостого хода $M_{\text{к0}}$;
- максимальный крутящий момент, развиваемый приводом $M_{\text{пр}}$;
- крутящий момент настройки привода $M_{\text{н}}$.

6.2 Исходные данные

Наименование рабочей среды;

температура рабочей среды;

P – расчетное давление, МПа;

$\Delta P_{\text{к}}$ – максимальный перепад давления на кране, МПа;

D – диаметр наружный поверхности шаровой пробки, мм;

$d_{\text{н}}$ – диаметр наружный поверхности уплотнения в затворе, мм;

$d_{\text{в}}$ – диаметр внутренней поверхности уплотнения в затворе, мм;

$D_{\text{б}}$ – диаметр бурта шпинделя, мм;

$D_{\text{шт}}$ – диаметр шпинделя на участке контакта с сальником, мм;

H – высота набивки сальника, мм;

h – ширина канавки под кольцо в уплотнении шпинделя, мм;

Уч. № 2 - 2015 Январь 27.10.2016

n - количество колец в уплотнении шпинделя;

$k_{пр}$ - коэффициент запаса по максимальному моменту на приводе ($k_{пр} = 1,1-2,0$. Принимается в зависимости от условий эксплуатации и требований НД отдельных отраслей промышленности);

k_n - коэффициент запаса по настройке привода ($k_n = 1,1-1,2$);

k_y - коэффициент запаса по герметичности крана в затворе ($k_y = 1,1-1,2$);

марка материала уплотнительного кольца;

марка материала набивки сальника.

6.3 Входящие величины

$d = (d_n + d_b)/2$ - диаметр уплотнения в затворе (см. 5.1), мм.

$b = (d_n - d_b)/(2 \cdot \cos \alpha)$ - ширина уплотнительного кольца в затворе, мм;

$\alpha = \arcsin d/D$ - половина центрального угла уплотнения, рад;

m , c и k - коэффициенты, используемые для определения необходимых удельных давлений в затворе q_y и q_{y0} . Принимается по СТ ЦКБА 086 (см. также 5.4);

μ - коэффициент трения между пробкой и уплотнительным кольцом;

μ_b - коэффициент трения между буртом шпинделя и втулкой;

$\mu_{шт}$ - коэффициент трения между набивкой сальника и шпинделем;

$P_{ос}$ - осевое давление в сальнике, МПа.

$k_{бд}$ - коэффициент бокового давления.

$P_{ос}$, $k_{бд}$ и $\mu_{шт}$ - принимаются по СТ ЦКБА 037 в зависимости от марки набивки и параметров рабочей среды.

μ и μ_b принимаются по СТ ЦКБА 057 в зависимости от сочетания материалов.

Примечание - В зависимости от размеров, указанных в КД, в качестве исходных данных могут быть приняты d и b вместо d_n и d_b .

6.4 Расчет усилий

6.4.1 Необходимые удельные давления при максимальном перепаде давления ΔP и при отсутствии перепада

$$q_y = m \cdot \frac{c + 10 \cdot k \cdot \Delta P_k}{\sqrt{10 \cdot b}}, \text{ МПа};$$

$$q_{y0} = m \cdot \frac{c}{\sqrt{10 \cdot b}}, \text{ МПа}.$$

6.4.2 Необходимые усилия уплотнения в затворе при максимальном перепаде давления ΔP и при отсутствии перепада

$$Q_y = q_y \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha).$$

$$Q_{y0} = q_{y0} \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha).$$

6.4.3 Усилие на пробку от максимального перепада давления среды на кране

$$Q_{ск} = 0,25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \Delta P_k.$$

6.4.4 Усилие на бурт шпинделя

$$Q_б = 0,785 \cdot D_{шт}^2 \cdot P.$$

6.4.5 Необходимое усилие поджатия пробки

$$Q_n = \max \{1, 1 \cdot (Q_y - 0,5 \cdot Q_{ск}); Q_{y0}\}.$$

6.5 Расчет крутящих моментов

6.5.1 Крутящий момент для преодоления сил трения в затворе

$$M_3 = \max (M_{31}, M_{32}),$$

где $M_{31} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{2 \cdot \mu \cdot d \cdot Q_n}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)^2}$;

$$M_{32} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot Q_{ск}}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}.$$

6.5.2 Крутящий момент для преодоления сил трения в бурте шпинделя:

$$M_б = Q_б \cdot \mu_б \cdot (D_б + D_{шт}) / 4.$$

(Измененная редакция, Изм. № 1)

6.5.3 Крутящий момент для преодоления сил трения в сальнике определяется в соответствии с 5.5.

6.5.4 Расчетный крутящий момент на выходном валу крана

$$M_k = M_3 + M_б + M_{шт}.$$

6.5.5 Крутящий момент холостого хода

$$M_{к0} = M_{31} + M_{шт}.$$

6.5.6 Максимальный крутящий момент, развиваемый приводом

$$M_{пр} \geq k_{пр} \cdot M_k,$$

где $k_{пр} = 1,1-2,0$ (принимается с учетом условий эксплуатации и требований НД отдельных отраслей промышленности).

6.5.7 Крутящий момент настройки привода

ЧМБ. N 2 - 2015
 Лещин
 04.04.18

$$M_n = k_n \cdot M_k,$$

где $k_n = 1, 1-1, 2$.

6.6 Пример силового расчета крана с плавающей пробкой приведен в приложении А.

7 Порядок расчета крана с пробкой в опорах

Общий вид шарового крана с пробкой в опорах показан на рисунке 2.

Обозначения величин даны в 3.1.

7.1 Задачи расчета

7.1.1 Определение усилия поджатия пробки Q_n .

7.1.2 Определение крутящих моментов:

- расчетный крутящий момент на выходном валу крана M_k ;
- крутящий момент холостого хода $M_{к0}$;
- максимальный крутящий момент, развиваемый приводом $M_{пр}$;
- крутящий момент настройки привода M_n .

7.2 Исходные данные

Наименование рабочей среды;

температура рабочей среды;

P – расчетное давление, МПа;

ΔP_k – максимальный перепад давления среды на кране (между входным и выходным патрубками), МПа;

ΔP_c – максимальный перепад давления среды на седле (между патрубком и внутренней полостью), МПа;

перепад давления среды между патрубком и внутренней полостью (односторонний; односторонний и двусторонний);

D – диаметр наружный поверхности шаровой пробки, мм;

d_n – диаметр наружный поверхности уплотнения в затворе, мм;

d_b – диаметр внутренний поверхности уплотнения в затворе, мм;

D_6 – диаметр бурта шпинделя, мм;

$D_{шт}$ – диаметр шпинделя на участке контакта с сальником, мм;

$D_{оп}$ – диаметр цапф пробки в опорах, мм;

D_c – диаметр уплотнения седла, мм;

ИНВ. № 1-2015 Деленко 20.03.15

H – высота набивки сальника, мм;

h – ширина канавки под кольцо в уплотнении шпинделя, мм;

n – количество колец в уплотнении шпинделя;

k_y – коэффициент запаса по герметичности крана в затворе;

k_p – коэффициент настройки привода;

марка материала пробки;

марка материала опоры пробки;

марка материала уплотнения шпинделя.

7.3 Входящие величины

$d = (d_n + d_b)/2$ – диаметр средний уплотнения в затворе, мм.

$b = (d_n - d_b)/(2 \cdot \cos \alpha)$ – ширина уплотнительного кольца в затворе, мм;

$\alpha = \arcsin d/D$ – половина центрального угла уплотнения, рад;

m , c и k – коэффициенты, используемые для определения необходимых удельных давлений в затворе q_y и q_{y0} . Принимается по СТ ЦКБА 086 (см. 5.4);

μ – коэффициент трения между пробкой и уплотнительным кольцом в затворе;

μ_b – коэффициент трения между буртом шпинделя и втулкой;

$\mu_{оп}$ – коэффициент трения между цапфой пробки и опорой;

$\mu_{шт}$ – коэффициент трения в уплотнении шпинделя;

$P_{ос}$ – осевое давление в сальнике, МПа;

$k_{бд}$ – коэффициент бокового давления.

$P_{ос}$, $k_{бд}$ и $\mu_{шт}$ – принимаются по СТ ЦКБА 037 в зависимости от марки набивки и параметров рабочей среды.

μ , μ_b и $\mu_{оп}$ принимаются по СТ ЦКБА 057 в зависимости от сочетания материалов и наличия смазки.

Примечание – В зависимости от размеров, указанных в КД, в качестве исходных данных могут быть приняты d_n и d_b , или d и b .

7.4 Расчет усилий

7.4.1 Необходимое удельное давление при максимальном перепаде давления на седле ΔP_c и при отсутствии перепада

$$q_y = m \cdot \frac{c + 10 \cdot k \cdot \Delta P_c}{\sqrt{10 \cdot b}}, \text{ МПа};$$

Изм. N 1 - 2015
Деление 20.03.15

$$q_{y0} = m \cdot \frac{c}{\sqrt{10 \cdot b}}, \text{ МПа.}$$

7.4.2 Необходимое усилие уплотнения в затворе при максимальном перепаде давления на седле ΔP_c и при отсутствии перепада

$$Q_y = q_y \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha).$$

$$Q_{y0} \geq q_{y0} \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha).$$

7.4.3 Усилие прижатия седла к пробке от максимального перепада давления между входным патрубком и внутренней полостью крана

$$Q_{cc} = 0,25 \cdot \pi \cdot (D_c^2 - d^2) \cdot \Delta P_c.$$

7.4.4 Усилие на опоры пробки от максимального перепада давления среды на кране

$$Q_{ck} = 0,25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \Delta P_k.$$

7.4.5 Усилие на бурт шпинделя

$$Q_b = 0,785 \cdot D_{шт}^2 \cdot P.$$

7.4.6 Необходимое усилие поджатия седла к пробке

$$Q_n = \max \{k_y \cdot (Q_y - Q_{cc}); Q_{y0}\},$$

где $k_y = 1, 1-1,2$.

7.5 Расчет крутящих моментов

7.5.1 Крутящий момент для преодоления сил трения в затворе при одностороннем перепаде давления

$$M_{31} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot (2 \cdot Q_n + Q_{cc})}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}.$$

7.5.2 Крутящий момент для преодоления сил трения в затворе при двустороннем перепаде давления

$$M_{32} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot 2 \cdot (Q_n + Q_{cc})}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}.$$

7.5.3 Крутящий момент для преодоления сил трения в затворе при отсутствии перепада давления

$$M_{30} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{2 \cdot \mu \cdot d \cdot Q_n}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}.$$

ИИБ. 1-2015 Июнь 10.03.12

7.5.4 Крутящий момент, необходимый для преодоления сил трения в опорах пробки

$$M_{оп} = Q_{ск} \cdot \mu_{оп} \cdot D_{оп} / 2$$

7.5.5 Крутящий момент для преодоления сил трения в бурте шпинделя

$$M_б = Q_б \cdot \mu_б \cdot (D_б + D_{шт}) / 4.$$

(Измененная редакция, Изм. № 1)

7.5.6 Крутящий момент для преодоления сил трения в уплотнении шпинделя определяется в соответствии с пунктом 5.5.

7.5.7 Максимальный крутящий момент на выходном валу крана при одностороннем перепаде давления

$$M_{к1} = M_{з1} + M_{оп} + M_б + M_{шт}$$

7.5.8 Максимальный крутящий момент на выходном валу крана при двустороннем перепаде давления

$$M_{к2} = M_{з2} + M_б + M_{шт}$$

7.5.9 Максимальный крутящий момент на выходном валу крана

$$M_к = \max (M_{к1}, M_{к2})$$

7.5.10 Крутящий момент холостого хода

$$M_{к0} = M_{з0} + M_{шт}.$$

7.5.11 Максимальный крутящий момент, развиваемый приводом

$$M_{пр} \geq k_{пр} \cdot M_к,$$

где $k_{пр} = 1,1-2,0$ (принимается с учетом условий эксплуатации и требований НД отдельных отраслей промышленности).

7.5.12 Крутящий момент настройки привода

$$M_н = k_н \cdot M_к,$$

где $k_н = 1,1-1,2$.

7.6 Пример силового расчета крана с пробкой в опорах приведен в приложении Б.

Учб. № 2-2015 Завуч от 04.14

Приложение А (справочное)

Пример силового расчета крана с плавающей пробкой

Выполнены силовые расчеты кранов шаровых с плавающей пробкой трех типоразмеров ЦКБ М39510 -025, -050, -100 (см. рисунок 1).

1 Задачи расчета

1.1 Определение усилия поджатия пробки Q_p .

1.2 Определение крутящих моментов:

- расчетный крутящий момент на выходном валу крана M_k ;
- крутящий момент холостого хода $M_{к0}$;
- максимальный крутящий момент, развиваемый приводом $M_{пр}$;
- крутящий момент настройки привода M_n .

2 Исходные данные

Наименование	Ед. измер.	DN		
		25	50	100
Рабочая среда	-	морская вода		
Температура рабочей среды	$^{\circ}\text{C}$	50		
P	МПа	1,6		
ΔP_k	МПа	1,6		
D	мм	34	75	140
d_n	мм	29	56	104
d_b	мм	20	48	88
D_b	мм	15,5	23,5	38
$D_{шт}$	мм	10	18	30
H	мм	9	9	24
Материал уплотнительного кольца в затворе	-	Фторопласт 4		
Материал набивки сальника	-	Фторопласт 4		
Коэффициент запаса по герметичности в затворе k_y	-	1,1		
Коэффициент запаса по настройке привода k_n	-	1,1		

Изд. № 1 - 2015 Июнь 30.03.13

3 Входящие величины

Формула	Ед. измер.	DN		
		25	50	100
$d = (d_H + d_B)/2$	мм	24,5	52	96
$\alpha = \arcsin d/D$	рад	0,805	0,766	0,756
$b = (d_H - d_B)/(2 \cdot \cos \alpha)$	мм	6,50	5,55	11,00
m	-	1,0		
c	-	18		
k	-	0,9		
$P_{oc} = 1,1 \cdot P + 10,0$	МПа	11,8		
$k_{бд}$	-	0,41		
μ	-	0,1		
$\mu_{шт}$	-	0,1		
$\mu_б$	-	0,2		

4 Расчет усилий

Формула	Ед. измер.	DN		
		25	50	100
$q_{y0} = m \cdot \frac{c}{\sqrt{10 \cdot b}}$	МПа	2,23	2,42	1,72
$q_y = m \cdot \frac{c + 10 \cdot k \cdot \Delta P_k}{\sqrt{10 \cdot b}}$	МПа	4,02	4,35	3,09
$Q_{y0} = q_{y0} \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)$	Н	855	1731	4533
$Q_y = q_y \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)$	Н	1538	3115	8160
$Q_{ск} = 0,25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \Delta P_k$	Н	754	3398	11581
$Q_б = 0,785 \cdot D_{шт}^2 \cdot P$	Н	126	407	1130
$T = \pi \cdot D_{шт} \cdot H \cdot P_{oc} \cdot k_{бд} \cdot \mu_{шт}$	Н	136	246	1091
$Q_n = \max \{k_y \cdot (Q_y - 0,5 \cdot Q_{ск}); Q_{y0}\}$	Н	1277	1731	4533

ИИД.Н.А.М.10.Д.ИИД.Н.А.М.10.Д.ИИД.Н.А.М.10.Д.

5 Расчет крутящих моментов

Формула	Ед. измер.	DN		
		25	50	100
$M_{з1} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{2 \cdot \mu \cdot d \cdot Q_{п}}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}$	Н·мм	4845	14290	69600
$M_{з2} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot Q_{ск}}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)}$	Н·мм	1430	14030	88910
$M_3 = \max (M_{з1}, M_{з2})$	Н·мм	4845	14290	88910
$M_6 = Q_6 \cdot \mu_6 \cdot (D_6 + D_{шт})/4,$	Н·мм	160	845	3845
$M_{шт} = T \cdot D_{шт}/2$	Н·мм	682	2210	16365
$M_k = M_3 + M_6 + M_{шт}$	Н·мм	5687	17345	109120
$M_{к0} = M_{з1} + M_{шт}$	Н·м	5,5	16,5	86
$M_k = k_H \cdot M_k$	Н·м	6,3	19	120

ЧМБ. N 2 - 2015
 Июнь 04.04.14

Приложение Б (справочное)

Пример силового расчета крана с пробкой в опорах

Выполнен силовой расчет крана шарового с пробкой в опорах ЦКБ - 133 – 2006, DN 100, PN 6.3, t до 75 °C (см. рисунок 2).

1 Задачи расчета

1.1 Определение усилия поджатия пробки Q_p .

1.2 Определение крутящих моментов:

- расчетный крутящий момент на выходном валу крана M_k ;
- крутящий момент холостого хода $M_{к0}$;
- максимальный крутящий момент, развиваемый приводом $M_{пр}$;
- крутящий момент настройки привода M_n .

2 Исходные данные

Наименование	Ед. измер.	Значение
Рабочая среда	-	вода
Температура рабочей среды	° C	75
P	МПа	6,3
ΔP_k	МПа	6,3
ΔP_c	МПа	6,3
Перепад давления среды между патрубком и внутренней полостью	-	Односторонний
D	мм	155
d	мм	110
b	мм	4
D_c	мм	115
D_6	мм	42
$D_{шт}$	мм	30
$D_{оп}$	мм	42
h	мм	7,5
n	-	2
Материал уплотнительного кольца в затворе	-	Фторопласт 4
Материал кольца в уплотнении шпинделя	-	Резина
Коэффициент запаса по герметичности в затворе k_y	-	1,1
Коэффициент запаса по настройке привода k_n	-	1,1

УНК № 1 - 2015 Июнь 30.05.15

3 Входящие величины

Формула	Ед. измер.	Значение
$\alpha = \arcsin d/D$	рад	0,788
m	-	1,0
c	-	18
k	-	0,9
E	МПа	10,0
ε	-	0,3
μ	-	0,1
$\mu_{оп}$	-	0,2
$\mu_{шт}$	-	0,1
$\mu_б$	-	0,3

4 Расчет усилий

Формула	Ед. измер.	Значение
$q_{y0} = m \cdot \frac{c}{\sqrt{10 \cdot b}}$	МПа	2,85
$q_y = m \cdot \frac{c + 10 \cdot k \cdot \Delta P}{\sqrt{10 \cdot b}}$	МПа	11,81
$Q_{y0} = q_{y0} \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)$	Н	3053
$Q_y = q_y \cdot \pi \cdot b \cdot d \cdot \cos \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \operatorname{tg} \alpha)$	Н	12675
$Q_{ск} = 0,25 \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \Delta P$	Н	59870
$Q_{cc} = 0,25 \cdot \pi \cdot (D_c^2 - d^2) \cdot \Delta P$	Н	5567
$Q_б = 0,785 \cdot D_{шт}^2 \cdot P_p$	Н	4450
$T = \pi \cdot D_{шт} \cdot n \cdot h \cdot \varepsilon \cdot E \cdot \mu_{шт}$	Н	424
$Q_n = \max \{k_y \cdot (Q_y - Q_{cc}); Q_{y0}\}$	Н	7815

ИИВ. № 2 - 2015 Июнь 30. 03. 12

5 Расчет крутящих моментов

Формула	Ед. измер.	Значение
$M_3 = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{\mu \cdot d \cdot (2 \cdot Q_{\text{п}} + Q_{\text{сс}})}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \text{tg} \alpha)}$	Н·мм	$1,825 \cdot 10^5$
$M_{30} = (1,13 + \alpha) \cdot \frac{2 \cdot \mu \cdot d \cdot Q_{\text{п}}}{\pi \cdot \sin \alpha \cdot (1 + \mu \cdot \text{tg} \alpha)}$	Н·мм	$1,346 \cdot 10^5$
$M_{\text{оп}} = Q_{\text{ск}} \cdot \mu_{\text{оп}} \cdot D_{\text{оп}} / 2$	Н·мм	$2,515 \cdot 10^5$
$M_6 = Q_6 \cdot \mu_6 \cdot (D_6 + D_{\text{шт}}) / 4,$	Н·мм	24050
$M_{\text{шт}} = T \cdot D_{\text{шт}} / 2$	Н·мм	6360
$M_k = M_3 + M_{\text{оп}} + M_6 + M_{\text{шт}}$	Н·мм	$4,64 \cdot 10^5$
M_k	Н·м	464
$M_{\text{к0}} = M_{30} + M_{\text{шт}}$	Н·м	141
$M_{\text{н}} = K_{\text{н}} \cdot M_k$	Н·м	510

Чиб. № 2 - 2015
 Июнь 04.04.17

Лист регистрации изменений

Изм.	Номера листов (страниц)				Всего листов (стр.) в докум.	№ докум.	Вх. № документа и дата	Подпись	Дата
	изменённых	заменённых	новых	аннулированных					
–	16, 17	–	–	–	31	Поправка № 1	–	<i>Селу</i>	27.12.2016
1	19, 23	26,29	–	–	31	Изм. № 1	Пр. №35 от 14.06.2017	<i>Селу</i>	01.08.2017

ЧНБ. N 2-2015 Селу от 04.07.17

Генеральный директор
ЗАО «НПФ «ЦКБА»



В.П. Дыдычкин

Заместитель генерального директора –
главный конструктор



В.А. Горелов

Заместитель директора по научной работе



С.Н. Дунаевский

Начальник отдела технических расчётов



А.А. Чертенков

Исполнитель:
главный специалист
отдела технических расчётов



Р.А. Азарашвили

СОГЛАСОВАНО

Председатель ТК 259



М.И. Власов

ИИВ.Н.В. 2-2015 20.03.19