Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им. Г.В.Плеханова,
т. XCIII, 1982 г.

УДК 622.24.053.6

# О МЕТОДИКЕ РАСЧЕТА РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ БУРИЛЬНЫХ ТРУБ В ГЕОЛОГОРАЗВЕДОЧНОМ БУРЕНИИ

И.Г.ШЕЛКОВНИКОВ

В настоящее время при бурении геологоразведочных скважин на твердые полезные ископаемые применяются бурильные трубы отраслевой нормали ОН4I-I-68 ниппельного и муфтово-замкового соединения, а также трубы для бурения снарядами со съемными керноприемниками ССК-46 и ССК-59, соединяющиеся «труба в трубу", разработанные Всесоюзным научно-исследовательским институтом методики и техники разведки (ВИТР). Для бурения скважин комплектами КССК-76 используются бурильные трубы муфтово-замкового соединения с расширенными внутренними отверстиями для прохода съемных керноприемников, разработанные в СКБ «Союзгеотехники". Таким образом, применяются резьбовые соединения бурильных труб трех типов – муфтово-замковое, ниппельное и соединение «труба в трубу".

В связи с возросшими частотами вращения колонны бурильных труб (КБТ), которые в некоторых случаях достигают 1000 об/мин и более, резко повысились требования к прочности и надежности как бурильных труб, так и их соединений. Считается, что наиболее слабым звеном КБТ являются резьбовые соединения, на долю которых приходится наибольшее количество обрывов. Поэтому при расчете КБТ необходимо оценивать прочность резьбовых соединений.

Известно значительное количество работ, авторы которых рассматривают методы расчета резьбовых соединений КБТ [3, 4 и др.]. В большей степени эти методы относятся к расчету муфтово-замковых соединений бурильных труб нефтяного сортамента и не учитывают специфику работы КБТ в геологоразведочных скважинах на твердые полезные ископаемые.

Для расчета резьбовых соединений «труба в трубу" в ВИТР разработана специальная методика и составлены алгоритмы для проведения вычислений на ЭВМ.

Не умаляя значения существующих методик расчета резьбовых соединений КБТ, автор статьи предлагает упрощенную методику, учитывающую как конструктивные особенности резьбовых соединений, так и современные пред-

ставления о работе КБТ в скважине. Возможно, такая методика будет полезна при инженерных методах оценки прочности КБТ при ее работе в различных условиях.

Расчет муфтово-замкового соединения. Большинство исследователей считает, что при вращении в скважине КБТ приобретает форму упругого равновесия в виде пространственной кривой линии, нижняя часть которой (ниже нейтрального сечения) представляет винтовую спираль, соприкасающуюся со стенками скважины, а верхняя – плоскую волнообразную кривую [5]. Во всех частях КБТ по известным формулам могут быть вычислены длины полуволны указанной кривой линии. Учитывая различную расчетную длину полуволны КБТ, будем считать, что соединение труб может совпасть как с гребнем, так и с концами полуволны. Наибольший интерес для расчета представляют соединения труб, совпадающие с гребнем полуволны, так как на этих участках в наибольшей степени проявляются изгибающие усилия. Участки на концах полуволн практически не изгибаются и, следовательно, при прочих равных условиях нагрузка на них меньше.

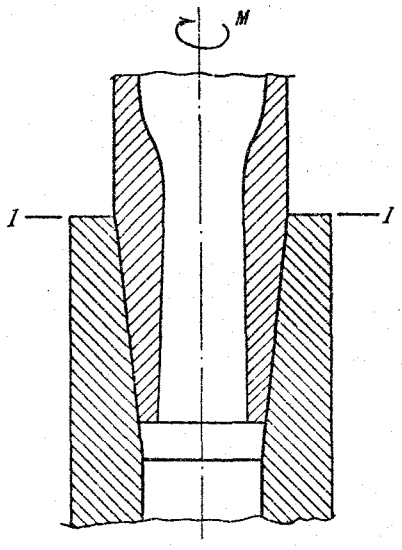


Рис.1. Схема муфтово-замкового соединения

Рассмотрим напряжения в нарезанной конической части трубы, ввинченной в муфту или замок (рис.1). На этом участке имеется наиболее ослабленное сечение резьбового соединения I–I по впадине последних витков резьбы у основания конуса. Пусть соединение находится в растянутой части КБТ. Тогда напряжение растяжения трубы в резьбе

$$\sigma_p = Q/S, \qquad (1)$$

где $Q$ – вес растянутой части КБТ ниже рассматриваемого сечения; $S$ – площадь сечения трубы по впадине резьбы у основания конуса.

Помимо растяжения, коническая часть резьбы, ввинченная в муфту (замок), испытывает напряжение кручения, определяемое по известной формуле

$$\tau_к = M/W_к, \qquad (2)$$

где $M$ – крутящий момент, приложенный к резьбовому соединению; $W_к$ – момент сопротивления кручению ослабленного сечения.

Статическая прочность соединения оценивается в этом случае по третьей теории прочности:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_к^2} \leq [\sigma], \qquad (3)$$

где $[\sigma]$ – величина допускаемого напряжения.

Проверку резьбового соединения на выносливость производим следующим образом. Представим бурильную трубу как балку, защемленную концом и нагруженную силой $P$ и моментом $M_и$ (рис.2). Такое представление правомерно, так как жесткость трубы значительно, примерно в 4 раза, меньше жесткости муфты (замка). Момент в ослабленном сечении резьбы в плоскости торца муфты

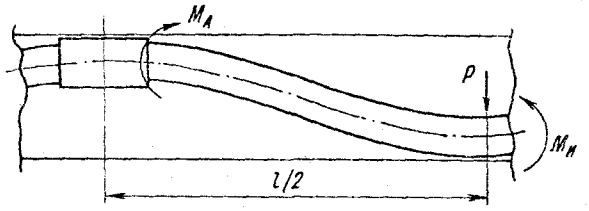



Рис.2. Участок изогнутой колонны бурильных труб в скважине

$$M_A = Pl/2 + M_и, \qquad (4)$$

где $l$ – длина полуволны КБТ от действия продольных и поперечных сил с учетом взаимодействия труб со стенками скважины [5],

$$l = \frac{3{,}65}{\omega_e}\sqrt{-0{,}5gz + \sqrt{0{,}25(gz)^2 + 0{,}268\frac{EJ_т g}{q}\omega_e^2}}, \qquad (5)$$

$\omega_e$ – угловая скорость переносного движения КБТ, $с^{-1}$; $g$ – ускорение свободного падения, $м/с^2$; $z$ – осевая координата, отсчитываемая от нейтрального сечения КБТ вверх (со знаком „–") и вниз (со знаком „+"), м; $E$ – модуль Юнга, Па; $J_т$ – осевой момент инерции сечения трубы, $м^4$; $q$ – масса I м трубы, кг.

Известно [I], что

$$Pl/2 = 3EJf/(0{,}5l)^2, \qquad (6)$$

где $J$ – осевой момент инерции сечения резьбы; $f \approx (D-d)/2$ – величина максимального прогиба; $D$ и $d$ – соответственно диаметры скважины и бурильной трубы.

Так как в точке приложения $P$ угол поворота сечения бурильной трубы равен нулю, $M_и = Pl/2$. Таким образом,

$$M_A = 6EJf/(0{,}5l)^2, \qquad (7)$$

а

$$\sigma_и = M_A/W_и, \qquad (8)$$

где $W_и$ – момент сопротивления сечения резьбы изгибу, $W_и = \pi(d_1^4 - d_з^4)/32d_з$; $d_з$ – внутренний диаметр бурильной трубы в плоскости торца муфты.

Коэффициент запаса прочности в резьбовом соединении по сечению трубы в основании конической резьбы:

а) по нормальным напряжениям

$$m_\sigma = \sigma_т \sigma_{-1} / (\sigma_т \sigma_и - \sigma_{-1} \sigma), \qquad (9)$$

где $\sigma_{-1}$ – предел выносливости резьбового соединения; $\sigma$ – напряжение растяжения (сжатия) в рассматриваемом сечении КБТ;

б) по касательным напряжениям

$$m_\tau = \tau_т / \tau, \qquad (10)$$

где $\tau_т$ – предел текучести по касательному напряжению; $\tau$ – касательное напряжение в сечении резьбы;

в) общий коэффициент запаса прочности

$$m = m_\sigma m_\tau / \sqrt{m_\sigma^2 + m_\tau^2}. \qquad (11)$$

Расчет резьбового соединения „труба в трубу" (бурильные трубы для работы с ССК). Основные требования к резьбовому соединению (рис.3) при его работе следующие: не разрушаться под действием возникающих нагрузок; сохранять постоянную герметичность.

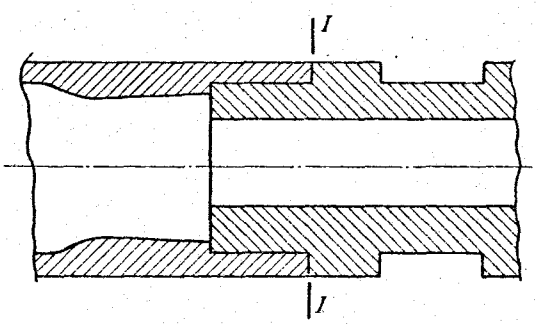



Рис.3. Схема соединения „труба в трубу"

Первое требование должно обеспечиваться расчетом напряжений, возникающих в материале трубы в резьбовом соединении, и сравнением полученных значений с допускаемыми. Условие выполнения требования – меньшие по сравнению с допускаемыми величины действующих напряжений.

Второе требование основывается на исключении возможности раскрытия щели в упорных контактах резьбы при изгибе колонны в скважине во время ее работы и должно обеспечиваться расчетом необходимого натяга при полном свинчивании резьбы. Такой натяг создает на торцевых контактах резьбового соединения определенную силу, с которой они прижимаются друг к другу, всегда бо́льшую, чем возможная растягивающая сила при изгибе КБТ в скважине.

Таким образом, расчет резьбового соединения сводится к определению такого геометрического профиля резьбы, который обеспечит при заданных нагрузках кручения, растяжения-сжатия и изгиба напряжения, не превышающие допускаемые, и необходимую герметичность.

При точном изготовлении резьбы при полном ее свинчивании одновременно контактируют три поверхности резьбового соединения – две торцевые упорные и коническая поверхность по виткам резьбы.

Суммарная сила натяга $F$, действующая на обе торцевые упорные поверхности резьбы, может быть определена следующим образом. Средняя сила натяга на одном витке резьбы

$$F_c = T_c \operatorname{ctg}(\alpha_c + \rho),$$

где $T_c$ и $\alpha_c$ – средние значения касательной силы и угла наклона витка соответственно, $T_c = 2M/nd_c$; $n$ – число витков резьбы; $d_c = (d_1 + d_2)/2$ – средний диаметр резьбы по впадине,

$$d_c = \left[\operatorname{arctg}(t/d_1) + \operatorname{arctg}(t/d_2)\right]/2;$$

$t$ – шаг резьбы; $\rho$ – угол трения резьбовой пары.

Суммарная сила натяга

$$F = nT_c = 2M\operatorname{ctg}(\alpha_c + \rho)/d_c. \qquad (12)$$

Действуя на обеих контактных поверхностях, сила $F$ создает напряжение сжатия на торцах резьбы:

$$\sigma_c = F/S_T, \qquad (13)$$

где $S_T$ – суммарная упорная поверхность торцов резьбы.

Напряжение $\sigma_c$ должно быть не меньше напряжения изгиба $\sigma_и$, возникающего в КБТ, плюс напряжение растяжения от собственного веса КБТ, если соединение находится в ее растянутой части. В общем случае при работе КБТ в прямолинейной скважине величина $\sigma_и$ определяется по формуле [5]

$$\sigma_и = 5{,}6Edf/l^2. \qquad (14)$$

В искривленной скважине следует учитывать добавочное напряжение изгиба, которое определяется по методике, изложенной в [5].

Сила $F$, кроме напряжения сжатия на торцах резьбы, создает напряжение растяжения в теле ниппеля и муфты в так называемых опасных сечениях I–I и II–II (рис.3). Эти напряжения могут быть подсчитаны по формулам

$$\sigma_{рн} = FS_1/(S_1 + S_2)S_н; \qquad (15)$$

$$\sigma_{рм} = FS_2/(S_1 + S_2)S_м, \qquad (16)$$

где $\sigma_{рн}$ и $\sigma_{рм}$ – напряжение растяжения соответственно в ниппеле и муфте резьбового соединения; $S_1$ – нормальная к оси резьбы контактная площадка торца муфты и основания ниппеля; $S_2$ – нормальная к оси резьбы контактная площадка торца ниппеля и основания муфты; $S_н$ и $S_м$ – площади опасных сечений ниппеля и муфты резьбового соединения.

Таким образом, расчет резьбового соединения на статическую прочность заключается в определении суммарного напряжения в опасном сечении ниппеля или муфты [2]:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \qquad (17)$$

где $\sigma - \sigma_{рн}$ или $\sigma_{рм}$.

Следует отметить, что в растянутой части КБТ к $\sigma_{рн}$ и $\sigma_{рм}$ добавляется $\sigma_р$ – напряжение растяжения от собственного веса КБТ. В сжатой части напряжение сжатия от собственного веса $\sigma_с$ является дополнительным к $\sigma_с$ на контактах торцевых площадок резьбы.

Проверка соединения „труба в трубу" на выносливость сводится к определению коэффициента запаса прочности по нормальным напряжениям по формуле (9), в которой $\sigma_и$ вычисляется по формуле (14), а $\sigma$ находится как сумма растягивающих напряжений: в КБТ (под действием собственного веса, если соединение находится в растянутой части КБТ) и в ниппеле или муфте ($\sigma_{рн}$ или $\sigma_{рм}$).

В сжатой части КБТ напряжение $\sigma$ равно $\sigma_{рн}$ или $\sigma_{рм}$. Крутящий момент, прикладываемый к резьбовому соединению,

$$M = M_0 + M_т, \qquad (18)$$

где $M_0$ – момент, создающий осевое усилие $F$; $M_т$ – момент сил трения на торцевых поверхностях резьбы [2],

$$M_т = F_1 f_1 (d_н^3 - d_1^3)/3(d_н^2 - d_1^2) + F_2 f_1 (d_2^3 - d_в^3)/3(d_2^2 - d_в^2); \qquad (19)$$

$F_1$ и $F_2$ – силы, действующие на торцевых площадках резьбового соединения соответственно у оснований ниппеля и муфты; $f_1$ – коэффициент трения на торцевых площадках; $d_н$ и $d_в$ – наружный и внутренний диаметры соединения; $d_1$ – внутренний диаметр упорного торца муфты; $d_2$ – наружный диаметр упорного торца ниппеля.

Подставив в (19) вместо $F_1$ и $F_2$ их выражения $FS_1/(S_1+S_2)$ и $FS_2/(S_1+S_2)$, после упрощения получим:

$$M_т = \pi F f_1 (d_н^3 - d_1^3 + d_2^3 - d_в^3)/12S_т. \qquad (20)$$

Учитывая (12) и (20) и используя (18), запишем

$$F = \frac{M}{\dfrac{d_с}{2\operatorname{ctg}(\alpha_с + \rho)} + \dfrac{\pi f_1}{12S_т(d_н^3 - d_1^3 + d_2^3 - d_в^3)}}. \qquad (21)$$

Коэффициент запаса прочности резьбового соединения по касательным напряжениям определяется по формуле (10), где $\tau$ – касательное напряжение в опасном сечении ниппеля или муфты.

Общий коэффициент запаса прочности в ниппеле или муфте вычисляется по формуле (11).

Р а с ч е т  н и п п е л ь н о г о  с о е д и н е н и я. При расчете ниппельного соединения (рис.4) его прочность определяется в ослабленном сечении, т.е. сечении I-I резьбовой части ниппеля вблизи упор-

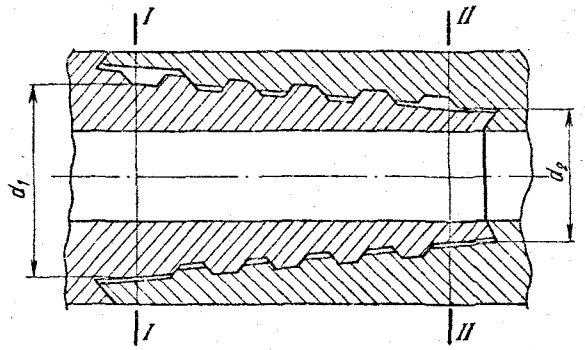



Рис.4. Схема ниппельного соединения

ного уступа. Это, однако, не исключает возможность проверки на прочность также и бурильной трубы в резьбовой части вблизи сбега резьбы, в особенности при конструировании новых или использовании резьбовых соединений модернизированных конструкций. В последних случаях такая проверка даже необходима.

Определим прочность ниппельного соединения в ослабленном сечении. При передаче крутящего момента через резьбовое соединение бурильная труба, упираясь в уступ ниппеля, вызывает в его ослабленном сечении напряжение растяжения. Растягивающая сила $F$ определяется по формуле (I2). Величина крутящего момента $M$ тем больше, чем ближе к устью скважины находится резьбовое соединение и чем полнее используется при бурении мощность станка. Величина момента

$$M = M_0 + M_т ,$$

где $M_т$ – момент сил трения на контактной площадке соединения резьбы ниппеля и торца трубы,

$$M_т = F f_1 (d_н^3 - d_1^3) / 3(d_н^2 - d_1^2), \qquad (22)$$

$d_н$ – наружный диаметр соединения; $d_1$ – внутренний диаметр торца трубы с резьбой.

Подставив (I2) и (22) в (I8), получим

$$F = \frac{M}{\left[\dfrac{d_4}{2\,\mathrm{ctg}(\alpha+\rho)} + \dfrac{f_1(d_н^3 - d_1^3)}{3(d_н^2 - d_1^2)}\right]}, \qquad (23)$$

где $d_4$ – диаметр резьбы ниппеля по впадине; $\alpha$ – угол наклона витка резьбы.

Напряжение растяжения

$$\sigma_р = F / S_н ,$$

где $S_н$ – площадь сечения резьбы ниппеля по впадине.

Если ниппельное соединение находится в растянутой части КБТ, то к величине $\sigma_р$ добавляется напряжение растяжения от собственного веса колонны.

В том же ослабленном сечении действует касательное напряжение $\tau = M_0/W_к$ (здесь $W_к$ – момент сопротивления кручению ослабленного сечения ниппеля).

Суммарное напряжение, характеризующее статическую прочность ниппельного соединения, определяется по формуле (17).

Чтобы оценить работу ниппельного соединения на выносливость, необходимо определить: коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям – по формуле (9), по касательным напряжениям – по формуле (10) и общий коэффициент запаса прочности – по формуле (11).

Прочность ниппельного соединения в резьбовой части бурильной трубы в сечении вблизи сбега проверяется аналогично. Вначале оценивается статическая прочность, для чего определяется напряжение растяжения (или сжатия) от действия собственного веса КБТ $\sigma_р$. Затем вычисляется касательное напряжение в указанном сечении от действия крутящего момента в расчетной части КБТ, после чего находится суммарное напряжение $\sigma$ по третьей теории прочности [1]: $\sigma = \sqrt{\sigma_р^2 + 4\tau^2}$.

Для расчета резьбового соединения на выносливость вначале по формуле (14) вычисляется $\sigma_и$, затем находятся по (9) и (10) коэффициенты запаса прочности по нормальным напряжениям $m_\sigma$ и касательным напряжениям $m_\tau$ и, наконец, общий коэффициент запаса прочности $m$ определяется по выражению (11), по которому судят о работоспособности ниппельного соединения в данном сечении.

Приведем три примера расчета.

П р и м е р 1. Оценить прочность муфтово-замкового соединения КБТ диаметром 50 мм у устья скважины при работе в следующих условиях: глубина скважины $L$ = 800 м, диаметр коронки $D$ = 76 мм, частота вращения КБТ $n$ = = 414 об/мин, осевая нагрузка $C$ = 10 кН, масса 1 м труб $q$ = 6,04 кг, плотность стали $\gamma$ = 7,8 г/см$^3$, плотность промывочной жидкости $\gamma_ж$ = = 1,0 г/см$^3$, крутящий момент у устья скважины $M$ = 90 кН·см.

1. Проверка резьбового соединения на статическую прочность.

Напряжение растяжения в ослабленном сечении нарезанной части трубы $\sigma_р$ определяем по формуле (1)

$$Q = qg(L - L_c)(1 - \gamma_ж/\gamma) = 6{,}04 \cdot 9{,}8(800 - 166)(1 - 1{,}0/7{,}8) = 33{,}4.$$

Длина сжатой части КБТ

$$L_c = C/qg = 10000/6{,}04 \cdot 9{,}8 = 166 \text{ м};$$

$$S = \pi(d_1^2 - d_2^2)/4 = 3{,}14(4{,}7^2 - 3{,}0^2)/4 = 10{,}3 \text{ см}^2$$

(здесь $d_1$ и $d_2$ – наружный и внутренний диаметры ослабленного сечения);

$$\sigma_р = 33400 \cdot 10^4/10{,}3 \cdot 10^6 = 32{,}4 \text{ МПа}.$$

Напряжение кручения в том же сечении находим из выражения (2).

$$W_к = \pi(d_1^4 - d_2^4)/16d_1 = 3{,}14(4{,}7^4 - 3{,}0^4)/16\cdot 3{,}0 = 26{,}6 \text{ см}^3;$$

$$\tau_к = 90000\cdot 10^4/26{,}6\cdot 10^6 = 33{,}8 \text{ МПа}.$$

Расчетное напряжение (3)

$$\sigma = \sqrt{32{,}4^2 + 4\cdot 33{,}8^2} = 75{,}0 \text{ МПа} < [\delta] = 380 \text{ МПа}.$$

2. Проверка резьбового соединения на выносливость.

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям $m_\sigma$ рассчитываем по (9)

$$\omega_e = \pi n/30 = 3{,}14\cdot 414/30 = 43{,}4 \text{ с}^{-1};\quad EJ_T = 2{,}1\cdot 10^7\cdot 3{,}14(5{,}0^4 - 3{,}9^4)10^{-4}/64 = 40600 \text{ Н}\cdot\text{м}^2;$$

$$l = \frac{3{,}65}{43{,}4}\sqrt{-0{,}5\cdot 9{,}8(-634) + \sqrt{0{,}25(9{,}8\cdot 634)^2 + 0{,}268\frac{40600\cdot 9{,}8}{6{,}04}43{,}4^2}} = 8{,}26 \text{ м}\ (5);$$

$$f = (D - d)/2 = 7{,}6 - 5{,}0/2 = 1{,}3 \text{ см};\quad J = \pi(d_1^4 - d_2^4)/64 = 3{,}14(4{,}7^4 - 3{,}0^4)/64 = 20 \text{ см}^4;$$

$$M_A = 6\cdot 2{,}1\cdot 10^6\cdot 20\cdot 1{,}3/(0{,}5\cdot 8{,}26)^2\cdot 10^4 = 19210 \text{ Н}\cdot\text{см}\ (7);\quad W_и = 3{,}14(4{,}7^4 - 3{,}0^4)/32\cdot 3{,}0 = 13{,}3 \text{ см}^3\ (8);$$

$$\sigma_и = 19210\cdot 10^4/13{,}3\cdot 10^6 = 14{,}4 \text{ МПа};$$

$$m_\sigma = 380\cdot 35/(380\cdot 14{,}4 - 35\cdot 32{,}4) = 3{,}1.$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям (10)

$$m_\tau = 190/33{,}8 = 5{,}6.$$

Общий коэффициент запаса прочности (11)

$$m = 3{,}1\cdot 5{,}6/\sqrt{3{,}1^2 + 5{,}6^2} = 2{,}7.$$

Пример 2. Определить запас прочности и оценить герметичность соединения "труба в трубу" наружным и внутренним диаметрами соответственно 55 и 45,4 мм у устья скважины при следующих условиях: осевая нагрузка на забой $G$ = 10 кН, частота вращения КБТ $n$ = 414 об/мин, крутящий момент у устья скважины $M$ = 90 кН·см, скважина закреплена в верхней части обсадными трубами диаметром 89 мм.

I. Проверка соединения на герметичность.

Сила натяга $F$ (21), где $d_c = (d_3 + d_2)/2 = (5{,}15 + 4{,}96)/2 = 5{,}06$ см ( $d_3$ – диаметр у основания ниппеля по впадине резьбы);

$$\alpha_c = \left[\operatorname{arctg}(t/d_1) + \operatorname{arctg}(t/d_2)\right]/2 = \operatorname{arctg}(8/51{,}5) + \operatorname{arctg}(8/49{,}6)/2 = 9^\circ;$$

$$S_T = S_1 + S_2 = \pi\left[(d_2^2 - d_в^2) + (d_н^2 - d_1^2)\right]/4 = 3{,}14\left[(4{,}96^2 - 4{,}54^2) + (5{,}50^2 - 5{,}31^2)\right]/4 = 4{,}71 \text{ см}^2;$$

$$F=\frac{90}{\left[\frac{5,06}{2\,ctg(9^{\circ}+11,3^{\circ})}+\frac{3,14\cdot 0,2}{12\cdot 4,7(5,5^3-5,3^3+5,0^3-4,5^3)}\right]}=59,6\ \text{кН}.$$

Напряжение сжатия на торцах резьбы

$$\sigma_c=F/S_T=59,6\cdot 10^7/4,7\cdot 10^6=126,8\ \text{МПа}.$$

Напряжение изгиба в КБТ $\sigma_и$ (I4)

$$f=(D-d)/2=(8,1-5,5)/2=1,3\ \text{см};$$

$$EJ=2,1\cdot 10^7\cdot 3,14(5,50^4-4,54^4)\cdot 10^{-4}/64=50510\ \text{Н}\cdot\text{м}^2;$$

$$l=\frac{3,65}{43,4}\sqrt{-0,5\cdot 9,8(-634)+\sqrt{0,25(9,8\cdot 634)^2+0,268\,\frac{50510\cdot 9,8}{6,0}\,43,4^2}}=$$

$$=8,52\ \text{м}\ (5);\qquad \sigma_и=5,6\cdot 2,1\cdot 10^7\cdot 5,5\cdot 1,3\cdot 10^4/852^2\cdot 10^6=11,6\ \text{МПа}.$$

Напряжение растяжения по опасному сечению, например, ниппеля $S_н$ от действия собственного веса КБТ $\sigma_р$ (I) $Q=33400$ Н (см. пример I); $S_н=\pi\ (d_з^2-d_в^2)/4=3,14(5,15^2-4,54^2)/4=4,64\ \text{см}^2$; $\sigma_р=33400\cdot 10^4/4,64\cdot 10^6=71,9$ МПа.

Суммарное напряжение от изгиба и растяжения $\sigma=\sigma_и+\sigma_р=11,6+71,9=83,5$ МПа. Следовательно, $\sigma_c>\sigma$ и герметичность резьбы обеспечивается.

2. Проверка соединения на статическую прочность (по сечению ниппеля).

Напряжение растяжения от натяга (I5)

$$\sigma_{рн}=59,6\cdot 1,57\cdot 10^7/(1,57+3,14)4,64\cdot 10^6=42,8\ \text{МПа}.$$

Суммарное напряжение растяжения

$$\sigma=\sigma_{рн}+\sigma_р=42,8+71,9=114,7\ \text{МПа}.$$

Напряжение кручения

$$\tau=M_0/W_к=Fd_c16d_в/2ctg(\alpha+\rho)\pi(d_з^4-d_в^4)=59,6\cdot 5,06\cdot 16\cdot 4,54\cdot 10^7/2ctg(9^{\circ}+$$

$$+11,3^{\circ})3,14(5,15^4-4,54^4)10^6=46,3\ \text{МПа}.$$

Расчетное напряжение в опасном сечении ниппеля (I7)

$$\sigma_\Sigma=\sqrt{114,7^2+3\cdot 46,3^2}=140\ \text{МПа}<[\sigma]=380\ \text{МПа}.$$

3. Проверка соединения на выносливость

$$m_\sigma=380\cdot 35/(380\cdot 11,6-35\cdot 114,7)=33,8\ (9);$$

$$m_\tau = 190/46{,}3 = 4{,}1 \ (10); \quad m = 33{,}8 \cdot 4{,}1/\sqrt{33{,}8^2 + 4{,}1^2} = 4{,}1 \ (11).$$

Следовательно, как запас на статическую прочность, так и запас на выносливость у резьбового соединения вполне достаточны.

Пример 3. Оценить запас прочности ниппельного соединения диаметром 50 мм по условиям примера I.

Проверка соединения на статическую прочность.

Растягивающая сила $F$ в ослабленном сечении ниппеля (23)

$$F = \frac{9000}{\dfrac{3{,}75}{2\operatorname{ctg}(9{,}6^\circ + 11{,}3^\circ)} + \dfrac{0{,}3(5{,}0^3 - 4{,}2^3)}{3(5{,}0^2 - 4{,}2^2)}} = 64290 \text{ Н}.$$

Напряжение растяжения от силы $F$

$$\sigma_p = F/S_н; \quad S_н = \pi(d^2 - d_в^2)/4 = 3{,}14\left(3{,}75^2 - 2{,}20^2\right)/4 = 7{,}3 \text{ см}^2;$$

$$\sigma_p = 64290 \cdot 10^4/7{,}3 \cdot 10^6 = 88{,}1 \text{ МПа}.$$

Суммарное напряжение растяжения

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_p' = 88{,}1 + 32{,}4 = 120{,}5 \text{ МПа}$$

( $\sigma_p'$ – напряжение растяжения от собственного веса КБТ).

Напряжение кручения $\tau = M_0/W_к$; $M_0 = Fd/2\operatorname{ctg}(\alpha+\rho) =$

$= 64290 \cdot 3{,}75/2\operatorname{ctg}(9{,}6^\circ + 11{,}3^\circ)10^3 = 46$ кН·см; $W_к = \pi(d^4 - d_в^4)/16 d_в =$

$= 3{,}14(3{,}75^4 - 2{,}20^4)/16 \cdot 2{,}20 = 15{,}6 \text{ см}^3$

( $d_в$ – внутренний диаметр ниппеля),

$$\tau = 46 \cdot 10^7/15{,}6 \cdot 10^6 = 29{,}5 \text{ МПа}.$$

Расчетное напряжение (I7)

$$\sigma_\Sigma = \sqrt{120{,}5^2 + 3 \cdot 29{,}5^2} = 130{,}9 \text{ МПа} < [\sigma] = 380 \text{ МПа}.$$

Вследствие незначительности величин $\tau$ и $\sigma_и$ проверку на выносливость производить нецелесообразно. Таким образом, запас статической прочности ниппельного соединения вполне достаточен.

ЛИТЕРАТУРА


1. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. М., Гос.изд-во техн.-теор. лит-ры, 1953.

2. Детали машин. М., Машгиз, 1953. Кн. I.

3. Лачинян Л.А., Угаров С.А. Конструирование, расчет и эксплуатация бурильных геологоразведочных труб и их соединений. М., Недра, 1975.

4. Мочернюк Д.Ю. Исследование и расчет резьбовых соединений труб, применяемых в нефтедобывающей промышленности. М., Недра, 1970.

5. Эпштейн Е.Ф., Мацейчик В.И., Ивахнин И.И. и др. Расчет бурильных труб в геологоразведочном бурении. М., Недра, 1979.