

Как следует из рис. 9, прогнозный выход аммоний-иона в р. Вятка в настоящее время практически стабилизировался. Его среднегодовое значение достигнет в ближайшие 10–20 лет величины около 11 т/сут.

Оценочный консервативный расчет прогнозных концентраций аммоний-иона в р. Вятка для минимального ее расхода при условии полного перемешивания может быть выполнен по формуле:

$$C_{NH_4^+}^p = \frac{Q_{NH_4^+}}{Q_p}, \quad (11)$$

где  $C_{NH_4^+}^p$  — концентрация аммоний-иона в р. Вятка,  $Q_{NH_4^+}$  — массовый поток аммоний-иона, поступающий в р. Вятка с грунтовым потоком и с водами р. Елховка;  $Q_p$  — расход р. Вятка 95 % обеспеченности, составляющий 46 м<sup>3</sup>/с.

Подставив значения параметров в формулу (11), получим с учетом размерностей  $C_{NH_4^+}^p = 2.8$  мг/л.

Таким образом, можно ожидать содержания аммоний-иона, превышающие ПДК (1.5 мг/л), в меженный период в прибрежном течении левого берега р. Вятка, у которого прогнозируется поступление загрязнения. Поскольку водозабор на р. Вятка в г. Киров расположен на левом берегу реки, в дальнейшем необходимо выполнить гидрологическую прогнозную оценку содержания аммоний-иона в воде, отбираемой водозабором.

#### **Заключение**

При оценке воздействия хранилищ промышленных отходов на грунтовые воды на основе данных мониторинга в комплексе с геофильтрационным и геомиграционным моделированием в условиях недостатка информации о режиме работы хранилищ представляется целесообразным интерпретировать данные мониторинга с учетом возраста грунтовых вод. При

интерпретации данных мониторинга по предложенной методике используется «эффект памяти» геомиграционного потока, что позволяет откорректировать параметры источников загрязнения грунтовых вод и, таким образом, повысить достоверность прогнозных расчетов.

#### **ЛИТЕРАТУРА**

1. Куваев, А.А. Моделирование миграции загрязнения в грунтовых водах / А.А. Куваев, М.Е. Семенов, Д.С. Евланов // Безопасность ядерных технологий и окружающей среды. — 2011. — № 2. — С. 46–51.
2. Куринова, Н.М. Оценка скорости миграции радионуклидов в зоне аэрации / Н.М. Куринова, С.П. Поздняков, И.Р. Константинова // Безопасность ядерных технологий и окружающей среды. — 2013. — № 2. — С. 21–27.
3. Куваев, А.А. К вопросу о геофильтрационной и геомиграционной схематизации грунтовых потоков речных долин / А.А. Куваев // Математическое моделирование, геоинформационные системы и базы данных в гидрогеологии: Матер. всероссийской научно-практической конференции (25–27 сентября 2013 г.) / Отв. ред. В.Г. Румынин. — М.: АНО УКЦ «Изыскатель», 2013. — С. 45–46.
4. Румынин, В.Г. Геомиграционные модели в гидрогеологии / В.Г. Румынин. — СПб.: Наука, 2011. — 1158 с.
5. Шестаков, В.М. Гидрогеодинамика / В.М. Шестаков. — М.: Изд-во МГУ, 2000.
6. Langevin, C.D. (2008), SEAWAT Version 4: A Computer Program for Simulation of Multi-Species Solute and Heat Transport. Techniques and Methods Book 6, Chapter A22. / C.D. Langevin, Jr. D.T. Thorne, A.M. Dausman, M.C. Sukop, and W. Guo // U.S. Geological Survey, Reston, Virginia: 2008.
7. Wen-Hsing Chiang; Wolfgang Kinzelbach. 3D-groundwater modeling with PMWIN: a simulation system for modeling groundwater flow and pollution. Berlin; Heidelberg; New York; Barcelona; Hong Kong; London; Milan; Paris; Singapore; Tokyo : Springer, 2000.

© Куваев А.А., Семенов М.Е., Коннов Д.В., 2021

Куваев Андрей Алексеевич // kuvaev@msnr.ru  
Семенов Михаил Евгеньевич // semenov\_m\_e@msnr.ru  
Коннов Дмитрий Владимирович // dm\_russia@mail.ru

## **ТЕХНИКА И ТЕХНОЛОГИЯ**

УДК 622.24.053

Лачинян Л.А., Медведев А.К. (АО «Завод бурового оборудования»)

### **ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ В СОСТАВЕ КОМПЛЕКСОВ БУРОВЫХ СНАРЯДОВ СО СЪЕМНЫМ КЕРНОПРИЕМНИКОМ**

Статья посвящена оптимизации соотношения размеров и площадей опорных поверхностей наружного, внутреннего стыков и опасного сечения, а также величины зазора во внутреннем стыке двухпорного резьбового соединения, обуславливающие создание таких напряжений

в его опасном сечении, которые обеспечивают достижение максимальных значений предела выносливости, герметичности и крутящего момента этого соединения. **Ключевые слова:** бурение со съёмным керноприемником, двухпорная резьба, наружный и внутренний стыки, предел выносливости, герметичность и крутящий момент.

Lachinyan L.A., Medvedev A.K. (Drilling Equipment Plant)

### **THREADED CONNECTION DESIGN JUSTIFICATION OF THE DRILL STRING AS PART OF THE COMPLEXES OF DRILLING SHELLS WITH A REMOVABLE CORE RECEIVER**

The article is devoted to the optimization of the ratio of the sizes and areas of the supporting surfaces of the external, internal joints and the dangerous cross-section, as well as the

gap in the internal joint of the double-threaded connection, which cause the creation of such stresses in its +dangerous cross-section, which ensure the achievement of the maximum values of the endurance limit, tightness and torque of this connection. **Keywords:** drilling with a removable core receiver; double-stop thread; external and internal joints; endurance limit, tightness and torque.

Способ алмазного бурения со съёмным керноприемником появился впервые в 1953 г. в США. В течение всего последующего периода этот способ постоянно совершенствовался в части улучшения колонковых наборов, ловителей, алмазных коронок и, в особенности, резьбового соединения бурильной колонны. Несмотря на это, оно до настоящего времени остается наиболее уязвимым элементом как в отечественных, так и в зарубежных конструкциях.

Как показали исследования и опыт эксплуатации, основной недостаток резьбового соединения с двумя упорными стыками (наружным и внутренним) заключается в нерациональном соотношении площадей упорных торцов муфты, ниппеля и опасного сечения последнего, что приводит к недостаточной предварительной затяжке соединения и, как следствие, к снижению его предела выносливости и крутящего момента.

Из сказанного вытекает первая задача, которая заключается в том, чтобы в заданном пространстве, ограниченном наружным и внутренним диаметром соединения, найти оптимальное соотношение параметров его деталей (ниппеля и муфты), которое бы одновременно обеспечило максимальные значения предела выносливости и крутящего момента затяжки соединения.

Предел выносливости наиболее точно оценивается по предельному знакопеременному изгибающему моменту ( $M_{пред}$ ) и зависит от напряжения предварительной затяжки резьбового соединения [5]. На рис. 1 представлен график зависимости коэффициента влияния на предел выносливости напряжения предварительной затяжки ( $K_{ВПЗ}$ ) от коэффициента  $K_3$ , которое определяется выражением [4]:

$$K_{ВПЗ} = f(K_3), \quad (1)$$

где  $K_3 = \frac{\sigma_3}{\sigma_T}$  — коэффициент напряжения предварительной затяжки соединения;

$\sigma_3$  — напряжение предварительной затяжки в опасном сечении ниппеля;

$\sigma_T$  — предел текучести материала ниппеля.

Данный график показывает, что величина  $K_{ВПЗ}$  возрастает от значения, при котором соединение имело предел выносливости без предвари-

тельной затяжки (на графике положение соответствующее единице), до максимального значения  $K_{ВПЗ} = 2,80$  при  $K_3 = 0,66$ , после чего начинает снижаться.

Анализ конструкции резьбового соединения бурильных труб типа NRQ фирмы Voart Longyear показал, что площадь опасного сечения ниппеля составляет  $450 \text{ мм}^2$  и при условии, что напряжение в упорном торце ниппеля равно пределу текучести, согласно графику, его площадь должна составлять  $450 \cdot 0,66 = 297 \text{ мм}^2$ . Фактически она равна  $203 \text{ мм}^2$ , т.е. на 46 % меньше необходимой для обеспечения максимального значения  $M_{пред}$  [2].

В то же время площадь упорного торца муфты в предельно изношенном состоянии составляет  $242 \text{ мм}^2$ , что на 19 % больше, чем площадь упорного торца ниппеля. Этот излишек площади никак не реализуется, но он и не может реализоваться, так как напряжение от затяжки определяется меньшей площадью упорного торца ниппеля, что указывает на нерациональное использование суммарной площади поперечного сечения данного резьбового соединения.

Для решения данной задачи необходимо, чтобы в резьбовом соединении бурильной трубы, состоящем из ниппеля и муфты, с конической резьбой и двумя, наружным и внутренним, упорными стыками (при заданных значениях наружного и внутреннего диаметров соединения, наружного его диаметра в предельно изношенном состоянии, длины резьбы, высоты ее профиля у ниппеля и муфты) площадь упорного торца муфты в предельно изношенном состоянии была равна площади опасного сечения ниппеля, умноженной на коэффициент оптимального напряжения предварительной затяжки и одновременно равна площади упорного торца ниппеля [6].

Отметим, что плоскости опасных сечений ниппеля и муфты находятся вблизи соответственно плоскости наружного и внутреннего упорных стыков (далее стыков).

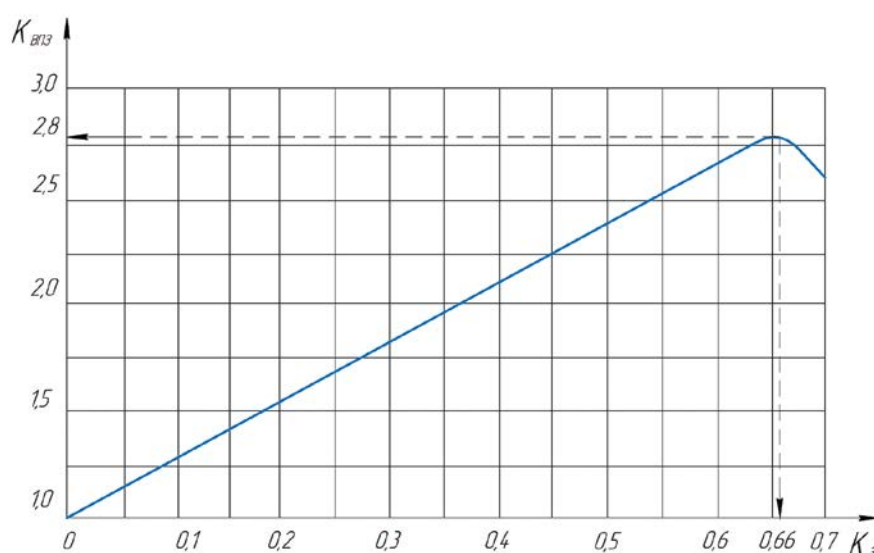


Рис. 1. График зависимости коэффициента влияния на предел выносливости предварительной затяжки ( $K_{ВПЗ}$ ) резьбового соединения от коэффициента напряжения предварительной затяжки ( $K_3$ )

Для удобства расчетов принимаем, что плоскость опасного сечения ниппеля совпадает с плоскостью наружного стыка, а плоскость опасного сечения муфты с плоскостью внутреннего стыка.

$D$  и  $d$  — наружный и внутренний диаметры резьбового соединения;

$D_{\text{и}}$  — наружный диаметр резьбового соединения в предельно изношенном состоянии;

$t_{\text{м}}$  и  $t_{\text{н}}$  — высота профиля резьбы соответственно муфты и ниппеля;

$L$  — длина резьбы.

Имеем также два условия оптимизации остальных параметров резьбового соединения.

Первое условие:

$$S_{\text{утм}} = S_{\text{осн}} \cdot K_3, \quad (2)$$

где  $S_{\text{утм}}$  — площадь упорного торца муфты в предельно изношенном состоянии;

$S_{\text{осн}}$  — площадь опасного сечения ниппеля.

Второе условие:

$$S_{\text{утм}} = S_{\text{утн}}, \quad (3)$$

где  $S_{\text{утн}}$  — площадь упорного торца ниппеля.

Требуется определить следующие параметры резьбового соединения с учетом заданных условий их оптимизации:

$D_{\text{рнс}}$  — наружный диаметр резьбы муфты в плоскости наружного стыка;

$d_{\text{рвс}}$  — наружный диаметр резьбы муфты в плоскости внутреннего стыка;

$d_{\text{рнс}}$  — внутренний диаметр резьбы ниппеля в плоскости наружного стыка;

$d_{\text{рвс}}$  — внутренний диаметр резьбы ниппеля в плоскости внутреннего стыка;

$K_{\text{р}}$  — конусность резьбы.

Примем, что  $t_{\text{м}} + t_{\text{н}} = a$ . Тогда согласно условию (2) имеем следующее равенство:

$$(D_{\text{и}}^2 - D_{\text{рнс}}^2) \cdot 0,785 = [(D_{\text{рнс}} - a)^2 - d^2] \cdot 0,785 \cdot K_3.$$

После преобразований этого равенства получаем величину  $D_{\text{рнс}}$  из следующего уравнения:

$$D_{\text{рнс}} = \frac{B}{2} + \sqrt{\left(\frac{B}{2}\right)^2 - C}, \quad (4)$$

$$\text{где } B = \frac{2aK_3}{(K_3+1)}; C = \frac{K_3(a^2-d^2)-D_{\text{и}}^2}{(K_3+1)}.$$

Определив из выражения (4) наружный диаметр резьбы муфты в плоскости наружного стыка находим внутренний диаметр резьбы ниппеля в этой же плоскости:

$$d_{\text{рнс}} = D_{\text{рнс}} - a. \quad (5)$$

Чтобы определить внутренний диаметр резьбы ниппеля в плоскости внутреннего стыка находим сначала выражение площади упорного торца ниппеля:

$$S_{\text{утн}} = (d_{\text{рвс}}^2 - d^2) \cdot 0,785,$$

и согласно условию (3) имеем:

$$(d_{\text{рвс}}^2 - d^2) \cdot 0,785 = (D_{\text{и}}^2 - D_{\text{рнс}}^2) \cdot 0,785,$$

откуда находим внутренний диаметр резьбы ниппеля в плоскости внутреннего стыка:

$$d_{\text{рвс}} = \sqrt{D_{\text{и}}^2 - D_{\text{рнс}}^2 + d^2}. \quad (6)$$

Поскольку определены наружные диаметры резьбы ниппеля в плоскостях наружного и внутреннего стыков, определяем конусность резьбы:

$$K_{\text{р}} = \frac{d_{\text{рнс}} - d_{\text{рвс}}}{L}. \quad (7)$$

Наконец, имея выражение конусности, определяем наружный диаметр наружной резьбы в плоскости внутреннего стыка:

$$\begin{aligned} D_{\text{рвс}} &= D_{\text{рнс}} - L K_{\text{р}} = D_{\text{рнс}} - (d_{\text{рнс}} - d_{\text{рвс}}) \cdot \frac{L}{L} \\ &= D_{\text{рнс}} - d_{\text{рнс}} + d_{\text{рвс}}. \end{aligned} \quad (8)$$

Таким образом, все искомые параметры резьбового соединения определены в общем, т.е. в буквенном виде с учетом исходных данных и заданных условий решения поставленной задачи. Поскольку геометрические параметры резьбового соединения определены с учетом также заданного соотношения площадей упорных торцов муфты ниппеля и его опасного сечения, обеспечивающего оптимальное напряжение предварительной затяжки соединения, крутящий момент и предел выносливости его должны иметь максимальные значения. В этом можно убедиться при решении задачи в численном виде для предлагаемого резьбового соединения и сравнить полученные его параметры с параметрами соединения NRQ, принятого за прототип.

Для примера возьмем, в качестве исходных параметров этого резьбового соединения, следующие параметры фирмы Voart Longyear:  $D = 69,90$  мм;  $d = 60,30$  мм;  $D_{\text{и}} = 69,00$  мм;  $L = 41,99$  мм;  $t_{\text{м}} = 0,90$  мм;  $t_{\text{н}} = 0,95$  мм; предел текучести стали  $\sigma_{\text{T}} = 1000$  МПа; временное сопротивление  $\sigma_{\text{В}} = 1200$  МПа. Принимаем для искомого соединения  $K_3 = 0,66$ .

Для определения наружного диаметра резьбы муфты в плоскости наружного стыка вычисляем следующие величины, входящие в уравнения (4):

$$a = 0,90 + 0,95 = 1,85 \text{ мм};$$

$$B = \frac{2 \cdot 1,85 \cdot 0,66}{(0,66 + 1)} = 1,47;$$

$$C = \frac{0,66(1,85^2 - 60,30^2) - 69,00^2}{(0,66 + 1)} = -4312,4.$$

Подставив эти величины в уравнение (4) имеем:

$$D_{\text{рнс}} = \frac{1,47}{2} + \sqrt{\left(\frac{1,47}{2}\right)^2 + 4312,4} = 66,40 \text{ мм.}$$

Внутренний диаметр ниппеля в плоскости наружного стыка согласно (5):

$$d_{\text{рнс}} = D_{\text{рнс}} - 1,85 = 64,55 \text{ мм.}$$

Из выражения (6) находим внутренний диаметр резьбы ниппеля в плоскости внутреннего стыка:

$$d_{\text{рвс}} = \sqrt{69,0^2 - 66,4^2 + 60,3^2} = 63,15 \text{ мм.}$$

Конусность резьбы из выражения (7):

$$K_p = \frac{(64,55 - 63,15)}{41,99} = 0,0334 \text{ (1: 29,94).}$$

Имея конусность, определяем из выражения (8) наружный диаметр резьбы муфты в плоскости внутреннего стыка:

$$D_{\text{рвс}} = 66,40 - 41,99 \cdot 0,0334 = 65,00 \text{ мм.}$$

Получив исходные параметры искомого резьбового соединения, вычисляем их производные, основные из которых приведены в табл. 1.

Таблица 1

Наименование параметров резьбового соединения	Значения параметров резьбового соединения			
	Прототипа (NRQ)	Нового и контрольных вариантов*1		
		№ 2	№ 1	№ 3
1. Площадь упорного торца муфты, мм <sup>2</sup> : новой в предельном состоянии по износу	340 242	364 266	374 275	385 287
2. Площадь упорного торца ниппеля, мм <sup>2</sup> : из условия оптимального напряжения затяжки фактически	297 203	282 266	275 275	268 287
3. Конусность резьбы	1:17	1:26,25	1:29,94	1:35,28
4. Предельный знакопеременный изгибающий момент (M <sub>пред</sub> ), Нм: ниппеля (без предварительной затяжки) *2 муфты новой муфты изношенной	385 1680 1388	368 1508 1217	357 1490 1200	349 1440 1166
5. Коэффициент напряжения предварительной затяжки резьбового соединения, K <sub>з</sub>	0,45	0,62	0,66	0,71
6. Коэффициент влияния напряжения предварительной затяжки на предел выносливости резьбового соединения, K <sub>впз</sub>	2,22	2,66	2,80	2,66
7. Предельный знакопеременный изгибающий момент соединения с предварительной затяжкой резьбы (M <sub>пред</sub> ), Нм:	855	980	1000	940
8. Предельный крутящий момент затяжки резьбового соединения из условия достижения предела текучести материала в упорном торце ниппеля, кНм *3	2,64	3,49	3,57	3,52

Примечание:

\*1 Основным является вариант № 1, поскольку он рассчитан согласно заданным условиям (2) и (3). Контрольные варианты № 2 и № 3 отличаются тем, что наружный диаметр резьбы муфты в плоскости наружного стыка не рассчитывался, а был принят на 0,1 мм соответственно больше и меньше, чем в основном, а затем рассчитывались остальные параметры. Сравнение их параметров с параметрами основного варианта позволяет сделать вывод, что последний является оптимальным для данного типоразмера резьбового соединения.

\*2 Согласно работе [9] предел выносливости гладкого образца для стали с временным сопротивлением  $\sigma_b = 1200$  МПа равен  $\sigma_{-1} = 1200 \cdot 0,40 = 480$  МПа, а коэффициент снижения предела выносливости для муфты за счет концентрации напряжений на ее поверхности [8] составляет величину  $(K_\sigma)D = 2,8$ . В результате предел выносливости, выраженный в предельном изгибающем моменте, например, для новой муфты резьбового соединения трубы NRQ, составит  $480 : 2,8 \cdot 9,8 \cdot 10^3 = 1680 \cdot 10^3$  Нмм = 1680 Нм, где  $9,8 \cdot 10^3$  мм<sup>3</sup> — момент сопротивления опасного сечения муфты при изгибе. Во всех рассматриваемых вариантах соединений принята резьба с шагом 8,466 мм трапецеидального профиля с отрицательным углом его рабочей стороны. На основании натуральных испытаний резьбовых соединений, проведенных АО «Завод бурового оборудования», для резьбы такого профиля величина  $(K_\sigma)D = 8,6$  (для резьбы с треугольным профилем и закругленными впадинами он равен 6,3 [8]). Поэтому, например, для ниппеля, т.е. соединения без предварительной затяжки трубы NRQ, предельный изгибающий момент составит  $480 : 8,6 \cdot 6,9 = 385$  Нм, а для этого же соединения, но с предварительной затяжкой —  $385 \cdot K_{\text{впз}} = 385 \cdot 2,22 = 855$  Нм. Здесь ниппель недогружен из-за малой величины  $K_{\text{впз}}$ . У контрольного варианта соединения № 2 ниппель при затяжке наоборот перегружен ( $K_z = 0,71$  вместо 0,66). Поэтому силу затяжки и соответственно крутящий момент для этого соединения целесообразно принять не по фактической площади (287 мм<sup>2</sup>) упорного торца ниппеля, как это показано в таблице, а по площади (268 мм<sup>2</sup>), рассчитанной из условия оптимального напряжения затяжки. Тогда коэффициент  $K_{\text{впз}} = 2,8$  и соответственно  $M_{\text{пред}} = 349 \cdot 2,8 = 977$  вместо 940 Нм. Для всех сравниваемых вариантов соединений величина  $M_{\text{пред}}$  у опасного сечения муфты как новой, так и изношенной, существенно выше, чем у опасного сечения ниппеля, что подтверждается практикой — обрывы колонны в большинстве случаев происходят по опасному сечению ниппеля.

\*3 Крутящий момент затяжки определяется из известных зависимостей [1]. Он включает три составляющие: моменты сопротивления силам трения в резьбе, наружном и внутреннем упорном стыках. Например, для резьбового соединения трубы NRQ сумма этих составляющих равна  $1,333 + 0,690 + 0,617 = 2,64$ , а для предлагаемого  $1,807 + 0,933 + 0,833 = 3,57$  кНм.

Из приведенных в табл. 1 данных следует, что резьбовое соединение, выполненное в соответствии с двумя заданными исходными положениями (2) и (3), обладает оптимальным сочетанием геометрических параметров, и в результате предельный крутящий момент возрастает на 35 %, а предел выносливости выше на 17 %. Площадь упорного торца ниппеля больше на 33 %, что способствует более надежному функционированию бурильной колонны с применением съемного керноприемника при спуско-подъемных операциях с бурильной колонной, так как исключает имевшиеся случаи в соединениях NRQ конусообразной деформации тонкостенного торца ниппеля при постановке бурильной свечи на подсвечник, приводящие к перекрытию прохода керноприемника по каналу колонны, что чревато аварией, падением рейсовой скорости и потерей керна.

Однако результаты решения первой задачи не могут быть в полной мере реализованы без решения второй весьма важной задачи, которая возникает в процессе проектирования любого двухупорного резьбового соединения.

Эта задача заключается в том, чтобы зазор во внутреннем упорном стыке соединения после свинчивания от руки до смыкания его наружного стыка, обеспечивал в результате последующей его затяжки заданные нагрузки и соответствующие им напряжения как в опасном сечении ниппеля, так и во внутреннем упорном стыке [7].

Рассмотрим сначала нагрузки и деформации, имеющие место в обычном резьбовом соединении с одним наружным упорным стыком. Затяжка такого соединения предназначается для выполнения двух условий:

- создание оптимального напряжения растяжения ниппеля для обеспечения максимального предела выносливости соединения данной конструкции. Это напряжение определяется упомянутой выше зависимостью (1);

- создание герметичности соединения в наружном стыке; расчеты и практический опыт показали, что с учетом максимальных растягивающих и изгибающих нагрузок в процессе эксплуатации, это условие выполняется, если обеспечивается первое условие, т.е. осевая сила затяжки, создающая напряжение согласно выражению (1), достаточна, чтобы обеспечить одновременно необходимую герметичность соединения [8].

При выполнении этих двух условий ниппель обычного соединения, не имея при затяжке препятствий со стороны своего торца, растягивается на величину  $\Delta I_H$ , а муфта сжимается на величину  $\Delta I_M$ .

В соединении с двумя упорными стыками возникает необходимость в выполнении третьего условия — создание такой нагрузки во внутреннем упорном стыке, которая обеспечивала бы максимальное повышение крутящего момента от введения этого второго упорного стыка в сравнении с обычным соединением. Поэтому действующая на внутренний упорный стык сила должна создавать в нем напряжение, близкое к пределу текучести материала соединения (запас прочности  $\vartheta = 1,1-1,2$ ). Причем здесь все три условия должны быть выполнены одновременно в процес-

се одной операции затяжки. Поскольку выполнение первого условия обеспечивает одновременно и второе, то в конечном итоге задача заключается в том, чтобы одновременно выполнить первое и третье условия.

Для их выполнения необходимо установить образующий при свинчивании от руки зазор во внутреннем упорном стыке с учетом действующих при затяжке сил и возникающих при ней деформаций ниппеля и муфты.

Если силы, необходимые для создания рассмотренных напряжений в сечении внутреннего упорного стыка  $Q_{\text{вус}}$  и в опасном сечении ниппеля  $Q_{\text{осн}}$  равны, то создание нагрузки в этих сечениях должно осуществляться одновременно.

Поэтому с момента начала затяжки внутренний упорный стык при замкнутом, но незатянута наружном упорном стыке, тоже должен быть замкнут, т.е. зазор во внутреннем упорном стыке должен быть равен нулю ( $\delta = 0$ ). Но при замкнутом внутреннем упорном стыке перемещение торца ниппеля в результате растяжения его резьбового участка ограничено, и при этом муфта сжимается на величину  $\Delta I_M$ . Поэтому, чтобы обеспечить полную деформацию ниппеля, во внутреннем упорном стыке в этом случае необходим зазор, равный этой величине деформации, т.е. при  $Q_{\text{вус}} = Q_{\text{осн}}$ ,  $\delta = \Delta I_M$ .

Однако в зависимости от параметров резьбового соединения, чаще всего представленного конической резьбой, требуемая для создания заданного напряжения сила в опасном сечении ниппеля, больше силы, необходимой для создания заданного напряжения во внутреннем упорном стыке. Поэтому в таком соединении действие силы в опасном сечении ниппеля должно опережать действие силы во внутреннем упорном стыке на величину, соответствующую отношению этих сил, которое учитывается коэффициентом:

$$\Psi = 1 - \frac{Q_{\text{вус}}}{Q_{\text{осн}}}$$

С учетом этого коэффициента величина зазора во внутреннем упорном стыке в общем виде может быть представлена следующим выражением:

$$\delta = \Psi \Delta I_H + \Delta I_M,$$

или

$$\delta = \left(1 - \frac{Q_{\text{вус}}}{Q_{\text{осн}}}\right) \Delta I_H + \Delta I_M, \quad (9)$$

где  $\delta$  — зазор во внутреннем упорном стыке в резьбовом соединении при сомкнутом, но ненагруженном наружном упорном стыке;

$Q_{\text{вус}}$  и  $Q_{\text{осн}}$  — силы, необходимые для создания заданных напряжений соответственно во внутреннем упорном стыке и опасном сечении ниппеля;

$\Delta I_H$  и  $\Delta I_M$  — удлинение и укорочение резьбового участка соответственно ниппеля и муфты при затяжке соединения.

В выражении (9) первый член представляет собой часть зазора во внутреннем упорном стыке, соответ-

ствующую части удлинения ниппеля, определяемой соотношением сил, действующих во внутреннем упорном стыке и в опасном сечении ниппеля.

В качестве примера примем три характерных типа двухупорных резьбовых соединений буровых труб для расчета зазора  $\delta$  во внутреннем упорном стыке их согласно выражению (9). Порядок расчета приведем на примере резьбового соединения бурильной трубы диаметром 70 мм для снарядов со съемными керноприемниками (ГОСТ 26250).

Сила  $Q_{осн}$ , необходимая для создания напряжения в опасном сечении ниппеля:

$$Q_{осн} = F_{осн} \cdot \sigma_T \cdot K_z = \\ = 403 \cdot 686 \cdot 0,66 = \\ = 182400 \text{ Н,}$$

где  $F_{осн}$  — площадь опасного сечения ниппеля, мм<sup>2</sup>;  $\sigma_T$  — предел текучести материала соединения, Н/мм<sup>2</sup>.

Сила необходимая для создания напряжения во внутреннем упорном стыке:

$$Q_{вус} = F_{вус} \cdot \frac{\sigma_T}{\vartheta} = \\ = 275 \cdot \frac{686}{1,2} = 157200 \text{ Н,}$$

где  $F_{вус}$  — площадь внутреннего упорного стыка, мм<sup>2</sup>.

Удлинение ниппеля при затяжке соединения:

$$\Delta l_n = Q_{осн} \cdot \frac{l_n}{E} \cdot F_{псн} = \\ = 182400 \cdot \frac{41}{2,1} \cdot 10^5 \cdot 427 = \\ = 0,083 \text{ мм,}$$

где  $l_n$  — длина резьбового участка ниппеля, мм;  $E$  — модуль упругости материала ниппеля, Н/мм<sup>2</sup>;  $F_{псн}$  — площадь поперечного сечения резьбового участка ниппеля посередине его длины, мм<sup>2</sup>.

Укорочение муфты при затяжке соединения:

$$\Delta l_m = Q_{осн} \cdot \frac{l_m}{E} \cdot F_{псм} = \\ = 182400 \cdot \frac{41}{2,1} \cdot 10^5 \cdot 603 = 0,059 \text{ мм,}$$

где  $l_m$  — длина резьбового участка муфты, мм;

Таблица 2

Наименование параметров резьбовых соединений	Величина параметров		
	Бурильной трубы по ГОСТ 26250	Обсадной трубы по ГОСТ DSDMA	Замка по ГОСТ27834 ЗП-162-95-2
1. Наружный диаметр трубы, мм	70,0	219,1	127,0
2. Толщина стенки, мм:			
трубы	4,8	6,7	9,2
соединения	4,8	6,7	33,7
3. Диаметр соединения, мм:			
наружный	70,0	219,1	161,9
внутренний	60,4	205,7	94,5
4. Тип резьбы	Коническая трапецеидального профиля К = 1 : 32	Цилиндрическая трапецеидального профиля	Коническая треугольного профиля К = 1 : 6
5. Коэффициент оптимальной затяжки резьбы, $K_z$	0,66	0,80	0,50
6. Предел текучести материала ( $\sigma_T$ ), Н/мм <sup>2</sup>	539	525	832
7. Отношение сил при затяжке резьбы, $Q_{вус}/Q_{осн}$	0,86	1,00	0,48
8. Длина деформируемого участка деталей соединения, мм:			
ниппеля	41,0	101,6	127,0
муфты	41,0	101,6	127,0
9. Деформация деталей соединения при затяжке, мм:			
ниппеля (удлинение)	0,067	0,151	0,423
муфты (укорочение)	0,047	0,170	0,256
10. Расчетный зазор во внутреннем стыке, мм	0,070	0,170	0,480
11. Расстояние между упорным уступом и упорным торцом согласно расчетному зазору, мм:			
у ниппеля	40,96 – 0,01	101,52 – 0,02	126,76 – 0,02
у муфты	41,02 + 0,01	101,67 + 0,02	127,22 + 0,02
12. Крайние значения зазора во внутреннем стыке с учетом допуска на расстояние по п.11, мм:			
увеличение (+) или уменьшение (–) по отношению к расчетному зазору по п.10, %	0,06; 0,08	0,15; 0,17	0,46; 0,50
	–14; +14	–12; 0	–4; +4
13. Расстояние между упорным уступом и упорным торцом согласно стандарту, мм: *			
– у ниппеля	41 ± 0,05	101,6 – 0,13	—
– у муфты	41 ± 0,05	101,6 + 0,13	—
14. Крайние значения зазора во внутреннем стыке с учетом допуска на расстояние по п.13, мм			
увеличение (+) или уменьшение (–) по отношению к расчетному зазору по п. 10, %	–0,10; 0,10;	0,13; 0,26	–0,10; 0,50;
	–143; +43;	– 24; +53	–121; + 4;

Примечание:

\* Стандартное расстояние между упорным уступом и упорным торцом замка ЗП-162-95-2 по п. 13 не установлено из-за отсутствия стандарта на его вариант с двухупорным соединением. Поэтому в п. 14 для этого замка были использованы «Допустимые расстояния между упорными уступами и торцами ниппеля и муфты замка», приведенные в работе [3]

$F_{\text{ПСМ}}$  — площадь поперечного сечения резьбового участка муфты посередине его длины, мм<sup>2</sup>.

Согласно выражению (9) зазор во внутреннем упорном стыке при сомкнутом, но незатянута соединении данной бурильной трубы, составляет:

$$\delta = 0,083 \cdot \left(1 - \frac{157200}{182400}\right) + 0,059 = \\ = 0,083 \cdot (1 - 0,86) + 0,059 = 0,07 \text{ мм.}$$

Аналогичные расчеты выполнены для двухупорного резьбового соединения геологоразведочной обсадной трубы диаметром 219 мм (стандарт DSDMA) и замка ЗП-162-95-2 (ГОСТ 27834) нефтяной бурильной трубы ПК 127×9 (ГОСТ Р 50278). В последнем случае в серийную конструкцию замка введен внутренний упорный стык. Результаты расчетов приведены в табл. 2.

Согласно расчетам, величина зазора  $\delta$  возрастает по мере увеличения толщины стенки резьбового соединения (п. 10, табл. 2); максимальные расчетные отклонения от номинального значения для представленных соединений соответственно составляют 14,12 и 4 % (п. 12).

Эти отклонения не приводят к существенным изменениям напряженного состояния соединения, т.е. заданных запасов прочности во внутреннем стыке и в опасном сечении ниппеля.

Что касается зазоров, вытекающих из стандартных требований, то здесь отклонения от расчетных значений весьма значительны — более 100 % в меньшую и большую стороны. Например, в соединении бурильной трубы диаметром 70 мм по ГОСТ 26250 и замка ЗП-162-95-2 зазор  $\delta$  вместо положительного имеет отрицательное значение (— 0,1 мм) и в результате затяжки соединения приведет к остаточным деформациям во внутреннем упорном стыке и недостаточному предварительному напряжению в опасном сечении ниппеля и даже к появлению зазора в наружном упорном стыке, при котором усталостная поломка соединения в скважине неминуема.

Наоборот, увеличение положительного зазора во внутреннем стыке более, чем на 40–50 % приведет к варианту обычного соединения без внутреннего упорного стыка, но с перегрузкой в опасном сечении ниппеля, так как крутящий момент рассчитан на преодоление сил сопротивления трению в наружном и внутреннем стыке, а фактически он будет действовать только на наружный упорный стык.

В предлагаемом двухупорном резьбовом соединении буровых труб такие опасные для прочности колебания напряженного состояния его элементов исключены. Это достигается тем, что зазор во внутреннем упорном стыке обеспечивает, после затяжки соединения, заданные нагрузки и соответствующие им напряжения в опасном сечении ниппеля и во внутреннем стыке. Возможность оптимизации зазора во внутреннем стыке экспериментально проверена на двухупорных резьбовых соединениях труб ТБСУ 63,5×4,5 мм,

а результаты ее внедрены в технологический процесс серийного производства этих труб.

Сравнение полученных параметров резьбы с аналогичными параметрами резьбы трубы (WLN) с резьбой по международному стандарту ISO показало, что они практически совпадают. Причем совпадение имеет место по всей линейке труб от WLA до WLN. Это говорит о том, что, с одной стороны, патентом № 2549620 раскрыт алгоритм проектирования этой резьбы и с другой — что она имеет оптимальные параметры, полученные по этому алгоритму.

### Выводы

1. Поскольку резьбы по стандарту ISO оптимизированы применительно к размерам самих труб, любая попытка внести изменения в ее параметры с целью усовершенствования обречена на неудачу, как это показано на примере резьбы бурильных труб фирмы Boart Longyear.

2. В результате того, что конструкция резьбового соединения по патенту № 2549620, совпадающая с резьбой ISO, превосходит соединение канадских труб по основным прочностным параметрам (предельные крутящий и знакопеременный изгибающий моменты), предпочтение следует отдать соединениям бурильных труб согласно стандарта ISO 10097-1 First edition 1999-10-15.

3. Предложенный метод оптимизации величины зазора во внутреннем стыке двухупорного резьбового соединения (патент № 2616950) создает возможность полной реализации преимуществ резьбы по ISO, в результате чего обеспечивается повышение его предела выносливости, герметичности и крутящего момента, что в конечном итоге практически исключает обрывы бурильной колонны и способствует достижению высокого уровня рейсовой скорости бурения и выхода керна.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Биргер, И.А. Расчет резьбовых соединений / И.А. Биргер. — М.: Гос. изд. оборон. пром., 1959. — 252 с.
2. Бурильные и обсадные трубы. Сводный каталог продукции. BOART LONGYEAR TM. [www.boartlongyear.com/](http://www.boartlongyear.com/).
3. Инструкция по сборке и эксплуатации бурильных труб с приваренными замками «ТМК TDS», РЭ ПС 02-010-2013 (вторая редакция), <https://www.groui/>.
4. Лачинян, Л.А. Конструирование, расчет и эксплуатация бурильных геологоразведочных труб и их соединений / Л.А. Лачинян, С.А. Угаров. — М.: Недра, 1975. — 232 с.
5. Лачинян, Л.А. Работа бурильной колонны. 2-е изд., перераб. и доп. / Л.А. Лачинян. — М.: Недра, 1992. — 214 с.
6. Лачинян, Л.А. Резьбовое соединение бурильных труб: Патент РФ на изобретение № 254 9620 / Л.А. Лачинян, А.К. Медведев.
7. Лачинян, Л.А. Двухупорное резьбовое соединение буровых труб: Патент на изобретение № 2616950 / Л.А. Лачинян, А.К. Медведев.
8. Сароян, А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны / А.Е. Сароян. — М.: Недра.
9. Сопротивление материалов / Гл. ред. Физико-математической литературы Р.С. Кинасошвили изд. «Наука», 1968, 384 с.
10. Справочник инженера по бурению геологоразведочных скважин: В 2-х томах / Под ред. проф. Козловского. — Том 2. — М.: Недра, 1984. — 437 с.

© Лачинян Л.А., Медведев А.К., 2021

Лачинян Леонид Артемьевич // [lachinjan56@gmail.com](mailto:lachinjan56@gmail.com)  
Медведев Александр Константинович // [amedvedev@zbo.ru](mailto:amedvedev@zbo.ru)