

# РАССМОТРЕНИЕ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ КОЛОННЫ ГИБКИХ ТРУБ ПРИ БУРЕНИИ И КАПИТАЛЬНОМ РЕМОНТЕ СКВАЖИН

УДК 622.24.05:622.276.7

Р.В. Гайсин, ПАО «Газпром» (Санкт-Петербург, РФ)

А.А. Абросимов, ПАО «Газпром»

Ю.В. Артеменков, ПАО «Газпром»

А.Б. Кузьмин, ООО «Газпром подземремонт Уренгой»  
 (Санкт-Петербург, РФ)

Д.Ю. Воропаев, ООО «Газпром подземремонт Уренгой»,  
 d.voropaev@podzem-remont.gazprom.ru

Ю.А. Воропаев, к. т. н., Институт нефти и газа Северо-Кавказского  
 федерального университета (Ставрополь, РФ)

Е.Д. Воропаева, Институт нефти и газа Северо-Кавказского  
 федерального университета

В настоящее время многие сервисные компании нефтегазового сектора используют технологии, предусматривающие применение колтюбинговой техники. Одним из сложных моментов в обеспечении надежности ее использования является применение колонны гибких труб (КГТ) с определенными техническими характеристиками, используемыми при расчете на прочность. Расчет КГТ на прочность предполагает учет всех действующих на нее усилий и соответствующих этим усилиям напряжений. В статье приводится анализ аналитических зависимостей, служащих для определения напряжений в материале КГТ при выполнении проверочного расчета на прочность. Предложена методика определения текущего натяжения КГТ и напряжений изгиба, возникающих в них при прохождении направляющей дуги.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** КОЛТЮБИНГ, ГИБКАЯ ТРУБА, НАПРЯЖЕНИЯ, ПРОЧНОСТЬ, ПОПЕРЕЧНОЕ СЕЧЕНИЕ, ИЗГИБ.

Колонны гибких труб, применяемые в настоящее время, позволяют осуществлять практически весь набор технологических операций при бурении, ремонте нефтяных и газовых скважин. Это обстоятельство определяет характер действующих на КГТ нагрузок и вызываемых напряжений [1, 2].

В источниках [2, 3] изложена методика расчета приведенных напряжений при выполнении проверочного расчета КГТ на прочность. В качестве опасного рассматривается сечение, расположенное в верхней части КГТ у транспортера. В этом сечении действуют нормальные напряжения от

собственного веса труб (без учета действия выталкивающей силы):

$$\sigma_v = \gamma_{\text{ТР}} L_{\text{ТР}}, \quad (1)$$

где  $\gamma_{\text{ТР}}$  – удельный вес материала колонны гибких труб;  $L_{\text{ТР}}$  – длина гибкой трубы, спущенной в скважину.

Напряжения, обусловленные давлением технологической жидкости:

- тангенциальные (окружные):

$$\sigma_t = p_{\text{ж}} R / \delta_{\text{ТР}}, \quad (2)$$

- меридиональные:

$$\sigma_m = p_{\text{ж}} R / 2\delta_{\text{ТР}}, \quad (3)$$

где  $p_{\text{ж}}$  – давление технологической жидкости;  $R$  – радиус срединной поверхности трубы;  $\delta_{\text{ТР}}$  – толщина стенки трубы.

Касательные напряжения, обусловленные реактивным моментом забойного двигателя  $M_{\text{кр}}$ , рассчитываются следующим образом:

$$\tau = M_{\text{кр}} / W_p, \quad (4)$$

где  $W_p$  – полярный момент сопротивления поперечного сечения трубы.

Следует отметить, что в источниках [2, 3] в качестве  $W_p$  ошибочно используется формула  $S_T = 2\pi R \delta_{\text{ТР}}$ , которая применяется для определения площади

Таблица 1. Значения отношения толщины стенки трубы к ее внутреннему диаметру

Наружный диаметр, мм	Толщина стенки, мм		Отношение $\delta_{тр}/D_в$	
	минимальная $\delta_{min}$	максимальная $\delta_{max}$	минимальное	максимальное
25,4	2,5	3,5	0,123	0,190
31,8	3,0	4,0	0,116	0,168
33,5	3,0	4,0	0,109	0,157
38,1	3,0	4,0	0,093	0,133
44,5	3,5	4,5	0,093	0,127
50,8	3,5	4,5	0,087	0,108
60,3	3,5	4,5	0,066	0,088
73,0	3,5	5,0	0,053	0,079

поперечного сечения трубы по металлу.

Для расчета приведенных (расчетных) напряжений, входящих в соответствующее условие прочности, рассчитывают главные напряжения по следующим формулам:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_\alpha + \sigma_\beta}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2 + 4\tau^2}, \quad (5)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_\alpha + \sigma_\beta}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_\alpha - \sigma_\beta)^2 + 4\tau^2}, \quad (6)$$

где  $\sigma_\alpha = \sigma_m + \sigma_\beta$ ;  $\sigma_\beta = \sigma_r$ .

Также в источниках [2, 3] под радикалом ошибочно указана сумма напряжений  $\sigma_\alpha$  и  $\sigma_\beta$ .

Вернемся к напряжениям  $\sigma_r$  и  $\sigma_m$ , определяемым, соответственно, по формулам (2) и (3). Известно, что для определения напряжений в стенке тонкостенной оболочки используется уравнение Лапласа [4]:

$$\frac{\sigma_t}{\rho_t} + \frac{\sigma_m}{\rho_m} = \frac{p}{\delta}, \quad (7)$$

где  $p$  – давление ( $p = p_ж$ );  $\rho_t$  – радиус кривизны срединной поверхности в плоскости, перпендикулярной меридиану;  $\rho_m$  – радиус кривизны срединной поверхности в меридиональной плоскости;  $\delta$  – толщина стенки ( $\delta = \delta_{тр}$ ).

Для трубы неограниченной длины без днища из уравнения Лапласа можно определить толь-

ко тангенциальное напряжение. Действительно,  $\rho_m = \infty$ , так как меридиан цилиндрической оболочки представляет собой прямую линию, и значит,  $\sigma_m/\rho_m = 0$ , поэтому (учитывая, что  $\rho_t = R$ ) из уравнения (7) получаем формулу (2).

Напряжение  $\sigma_m$ , определяемое по формуле (3), находится из условия равновесия мысленно отсеченной части цилиндрического резервуара. Эта часть находится под действием силы, действующей на днище отсеченной части резервуара  $p_ж\pi R^2$  и уравновешивающей ее силы упругости, равномерно распределенной по поперечному кольцевому сечению резервуара, т. е. силы  $\sigma_m 2\pi R \delta_{тр}$ .

Из условия равновесия этих сил имеем формулу для определения  $\sigma_m$ , т. е. формулу (3).

Однако КГТ не имеет днища. Поэтому использовать зависимость (3) при расчетах гибкой трубы не представляется возможным.

В случае КГТ причиной возникновения меридиональных напряжений следует считать нагрузки, действующие на нижнем ее конце. В процессе бурения и капитального ремонта скважин в качестве привода породоразрушающего инструмента используется винтовой забойный двигатель (ВЗД), осевые силы на корпусе которого определяют усилие, передающееся на колонну гибких труб.

Осевое усилие на корпусе ВЗД  $F_к$  складывается [5] из усилия  $F_0$ ,

передающегося через осевую опору шпинделя и усилия  $F_к^*$  от гидравлических и механических сил на корпусе гидродвигателя:

$$F_к = F_0 + F_к^*. \quad (8)$$

В источнике [5] приведены зависимости для расчета  $F_к$ , одна из которых имеет вид:

$$F_к = pS_0 - p_3S_T - G, \quad (9)$$

где  $p$  – перепад давления в рабочем органе ВЗД;  $S_0$  – площадь поперечного сечения гибкой трубы по внутреннему диаметру

$$(S_0 = \frac{\pi d_B^2}{4});$$

$S_T$  – площадь поперечного сечения гибкой трубы по металлу

$$(S_T = \frac{\pi(d_H^2 - d_B^2)}{4});$$

$G$  – осевая нагрузка на долото;  $p_3$  – забойное давление, зависящее от глубины скважины  $L_c$  и потерь давления в кольцевом пространстве  $p_{кп}$ :

$$p_3 = \rho_ж g L_c + p_{кп}. \quad (10),$$

где  $g$  – ускорение свободного падения.

Таким образом, продольное усилие в нижнем сечении КГТ определяется совместным действием трех сил: гидравлической от перепада давления в двигателе  $pS_0$ ,

Таблица 2. Результаты расчетов по формулам (2) и (13)

Наружный диаметр $D_n$ , мм	Толщина стенки $\delta_{тр}$ , мм	Внутренний диаметр $D_v$ , мм	Средний диаметр $D_c$ , мм	$\delta_{тр}/D_v$	Значение $\sigma_t$ , МПа	
					по формуле (2)	по формуле (13)
25,4	2,5	20,4	22,9	0,123	45,8	46,3
	3,5	18,4	21,9	0,190	31,3	32,0
73,0	3,5	66,0	69,5	0,053	99,3	99,4
	5,0	63,0	68,0	0,079	68,0	68,3

выталкивающей (архимедовой)  $p_3 S_T$  и осевой нагрузки на долото  $G$ .

В расчетах следует ориентироваться на работу ВЗД над забоем, когда  $G = 0$ . В этом случае напряжения растяжения  $\sigma_m$  будут иметь наибольшие значения:

$$\sigma_m = F_k / S_T \quad (11)$$

Ужесточая условия расчета, следует не учитывать архимедову силу, как и в случае расчета напряжений  $\sigma_b$  по формуле (1). Тогда:

$$\sigma_m = p S_0 / S_T \quad (12)$$

Использовавшееся для определения напряжения  $\sigma_t$  уравнение Лапласа дано для тонкостенных сосудов. Деление оболочек вращения на тонкостенные и толстостенные в известной мере условно [4]. В первом случае предполагается равномерное распределение напряжений по толщине стенки. Толстостенным считается цилиндр, для которого отношение толщины стенки к внутреннему диаметру не менее 1/20, т. е.  $\delta_{тр}/D_v \geq 0,05$ . В табл. 1 приведены данные отношений  $\delta_{трmin}/D_v$  и  $\delta_{трmax}/D_v$  для гибких труб отечественного производства согласно техническим условиям ТУ 14-ЗР-38-2000.

Данные табл. 1 свидетельствуют о том, что нормальный ряд гибких труб по критерию  $\delta_{тр}/D_v$  следует отнести к толстостенным цилиндрам, напряжения  $\sigma_t$  для которых определяют по формуле Ламе.

Для случая, когда труба подвержена воздействию только вну-

треннего давления  $p_{ж}$ , формула для определения  $\sigma_t$  имеет вид:

$$\sigma_t = \frac{\rho_{ж} R_b^2}{R_n^2 - R_b^2} \left( \frac{R_n^2}{R^2} + 1 \right), \quad (13)$$

где  $R_b$ ,  $R_n$ ,  $R$  – соответственно, наружный, внутренний и текущий радиусы поперечного сечения трубы.

В табл. 2 приведены результаты расчета напряжения  $\sigma_t$  по формулам (2) и (13) для двух частных случаев, когда отношение  $\delta_{тр}/D_v$  имеет максимальное и минимальное значения (табл. 1) при  $p_{ж} = 10$  МПа.

Из данных табл. 2 следует, что результаты расчета тангенциальных напряжений по теории толстостенных цилиндров отличаются от таковых по теории тонкостенных цилиндрических оболочек не более чем на 2,2 %.

Рассчитав напряжения в опасном сечении у транспортера и на направляющей дуге [6], можно определить приведенное (расчетное) напряжение и сделать заключение о прочности КГТ в соответствующем сечении.

На гибкой трубе, движущейся по направляющей дуге 3 радиуса  $R$  (рис. 1), выделим участок длиной  $Rd\varphi$ . На этот элемент действуют силы (текущего натяжения)  $T$  и  $T + dT$ , нормальная реакция направляющей дуги  $dN$  и сила трения  $fdN$ , где  $f$  – коэффициент трения.

Проектируя силы, действующие на выделенный элемент, на биссектрису угла  $d\varphi$  (линию действия силы  $dN$ ), получим:

$$dN = (T + dT) \sin \frac{d\varphi}{2} + T \sin \frac{d\varphi}{2}. \quad (14)$$

После несложных преобразований, пренебрегая величинами второго порядка малости и учитывая, что для бесконечно малого угла  $d\varphi$  функция  $\sin \frac{d\varphi}{2}$  равна  $d\varphi/2$ , получим:

$$dN = Td\varphi. \quad (15)$$

Спроецировав указанные выше силы на нормаль к линии действия силы  $dN$ , получим из условия равновесия для элемента трубы:

$$(T + dT) \cos \frac{d\varphi}{2} - fdN - T \cos \frac{d\varphi}{2} = 0. \quad (16)$$

Откуда:

$$dT \cos \frac{d\varphi}{2} - fdN = 0. \quad (17)$$

Для бесконечно малого угла

$$d\varphi \cos \frac{d\varphi}{2} \approx 1, \text{ тогда} \\ dT - fdN = 0. \quad (18)$$

Выражение (14) с учетом равенства (13) представим в виде:

$$\frac{dT}{T} = fd\varphi, \quad (19)$$

а интегрируя его, получаем:

$$T = Ce^{f\varphi}, \quad (20)$$

где  $C$  – постоянная интегрирования.

Для определения  $C$  при  $\varphi=0$  имеем:

$$T = Q, \text{ т. е. } C = Q, \quad (21)$$

где  $Q$  – усилие в сечении А гибкой трубы, обусловленное весом колонны гибких труб и элементов ее оснастки, находящихся в скважине.

При  $\varphi = \beta$  (рис. 1)  $T_B = Qe^{\beta}$ . (22)

Напряжения растяжения в сечении В будут равны:

$$\sigma_p = \frac{T_B}{f_T}, \quad (23)$$

где  $f_T$  – площадь поперечного сечения гибкой трубы по металлу.

В пределах направляющей дуги 3 напряжения изгиба определяются с использованием зависимости, известной из сопротивления материалов:

$$\sigma_n = \frac{My}{J_z}, \quad (24)$$

где  $M$  – изгибающий момент;  $y$  – расстояние от нейтральной оси;  $J_z$  – осевой момент инерции.

Для определения наибольшего напряжения изгиба используется преобразованная формула (24), имеющая вид [2]:

$$\sigma_n = \frac{Ed_n}{2R}, \quad (25)$$

где  $E$  – модуль Юнга;  $d_n$  – наружный диаметр гибкой трубы;  $R$  – радиус кривизны направляющей дуги (рис. 1).

Для крайних волокон при

$$y = \frac{d_n}{2}$$

напряжения изгиба равны:

$$\sigma_n = \frac{M}{W_z}, \quad (26)$$

где  $W_z$  – осевой момент сопротивления сечения.

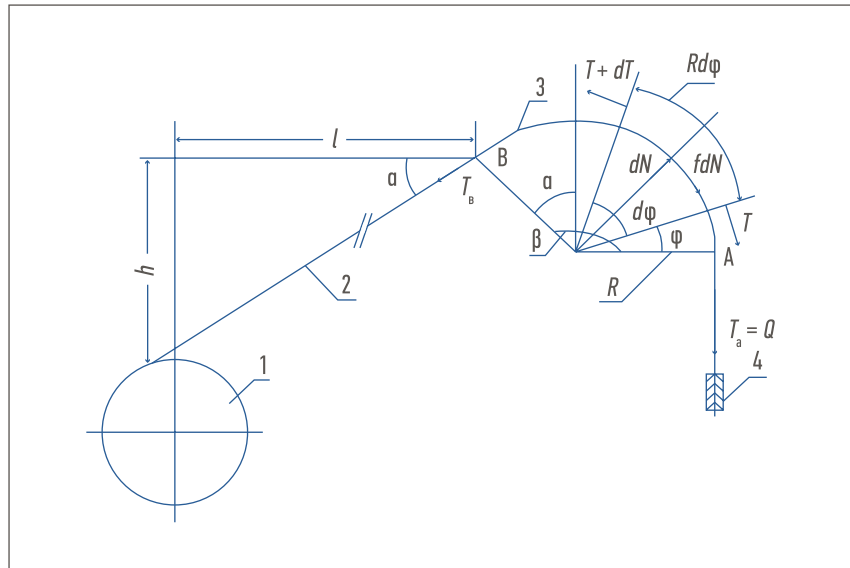


Рис. 1. Процесс деформирования гибкой трубы:

1 – барабан; 2 – гибкая труба; 3 – направляющая дуга; 4 – транспортер;  $l, h$  – линейные размеры;  $\alpha$  – угол наклона гибкой трубы к горизонту;  $T_B$  – текущее натяжение в точке В;  $\beta$  – угол между радиусами;  $T$  – текущее натяжение;  $dT$  – приращение между натяжениями;  $dN$  – нормальная реакция направляющей дуги;  $f$  – коэффициент трения;  $fdN$  – сила трения;  $\varphi$  – текущее значение угла между радиусом и горизонтальными линиями;  $d\varphi$  – приращение угла  $\varphi$ ;  $T_a$  – текущее натяжение в точке А;  $Q$  – вес колонны КГТ.

Формулы (24–26) справедливы в случае, если форма поперечного сечения остается без изменения. Данные условия при изгибе тонких кривых труб не выполняются [7], поскольку в этом случае происходит сплющивание поперечного сечения. Для учета влияния сплющивания на распределение напряжения Т. Карман [7] предложил вместо формулы (24) использовать следующую зависимость:

$$\sigma_n = \frac{M \cdot y}{k J_z} \left( 1 - \beta \frac{y^2}{R_{\text{ТР.н.}}^2} \right), \quad (27)$$

$$\text{где } k = 1 - \frac{9}{10 + 12 \left( \frac{\delta \cdot R}{R_{\text{ТР.н.}}^2} \right)^2}, \quad (28)$$

$$\beta = \frac{6}{5 + 6 \left( \frac{\delta \cdot R}{R_{\text{ТР.н.}}^2} \right)^2}, \quad (29)$$

где  $\delta$  – толщина стенки трубы;  $R$  – радиус оси трубы (направляющей дуги);  $R_{\text{ТР.н.}}$  – радиус поперечного сечения трубы (наружный).

Наибольшее напряжение, определяемое из уравнения (27), равняется [7]:

$$\sigma_{\text{max}} = k_1 \frac{M \cdot d_n}{2 J_z} = k_1 \frac{E \cdot d_n}{2 R}, \quad (30)$$

$$\text{где } k_1 = \frac{2}{3k\sqrt{3}\beta}. \quad (31)$$

В продольных сечениях гибкой трубы, сжатой плашками транспортера 4, также возникают напряжения изгиба, значения которых определяются по формуле (26). Входящий в это выражение изгибающий момент авторы [2] вычисляют по формулам, заимствованным из [8]. В зависимости от соотношения наружного радиуса гибкой трубы  $R_{\text{ТР.н.}}$  и радиуса кривизны контактной поверхности плашек  $R_n$  возможны три варианта приложения сил: распределенная нагрузка, две сосредоточенные силы и приложение двух пар сосредоточенных сил. В последнем случае нагрузка сжимающая и симметричная относительно двух взаимно пер-

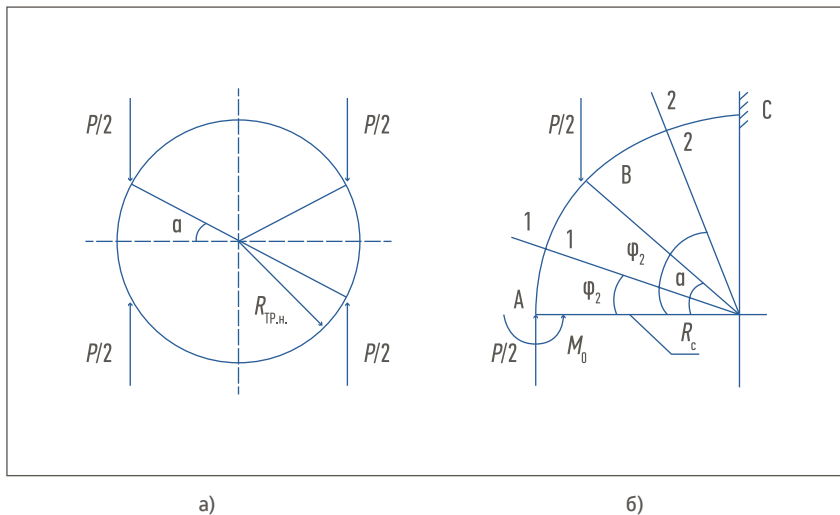


Рис. 2. Усилия, действующие на КГТ в транспортёре

пендикулярных диаметров поперечного сечения гибкой трубы, в то время как в [8] эта нагрузка растягивающая и несимметричная относительно указанных диаметров. Поэтому определим изгибающий момент в гибкой трубе от действия симметричной сжимающей нагрузки (рис. 2а).

Углы  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  определяют положение двух произвольных сечений 1 и 2 (рис. 2), а текущее значение угла  $\varphi$  изменяется для сечения 1-1 и 2-2 в пределах, указанных в формулах (32) и (33). Задача решается для кольца длиной, равной единице [2, 7], средний радиус

которого –  $R_c$ . Вследствие симметрии можно рассматривать не все кольцо, а только один квадрант (рис. 2б).

Из условия симметрии следует, что в поперечном сечении А действует только сжимающая сила  $p/2$  и изгибающий момент  $M_0$ , величина которого является статически неопределимой и может быть вычислена при помощи теоремы Кастильяно [7]. Предварительно запишем уравнения изгибающих моментов  $M_1$  и  $M_2$  для произвольных сечений 1-1 и 2-2.

Сечение 1-1 ( $0 \leq \varphi \leq \alpha$ );

$$\frac{d}{dM_0} \int_0^\alpha \frac{M_1^2 R_c d\varphi}{2EJ_z} + \frac{d}{dM_0} \int_\alpha^{\pi/2} \frac{M_2^2 R_c d\varphi}{2EJ_z} = \frac{1}{EJ_z} \left[ \int_0^\alpha M_1 \frac{dM_1}{dM_0} R_c d\varphi + \int_\alpha^{\pi/2} M_2 \frac{dM_2}{dM_0} R_c d\varphi \right] =$$

$$= \frac{1}{EJ_z} \left[ \int_0^\alpha \left( M_0 - \frac{PR_c}{2}(1 - \cos\varphi) \right) R_c d\varphi + \int_\alpha^{\pi/2} \left( M_0 - \frac{PR_c}{2}(1 - \cos\alpha) \right) R_c d\varphi \right] = 0 \quad (35)$$

$$M_0 = \frac{PR_c}{2\pi} (\pi - 2\sin\alpha - \pi\cos\alpha + 2\alpha\cos\alpha) \quad (36)$$

$$M_1 = M_0 - \frac{P}{2} R_c (1 - \cos\varphi);$$

$$\frac{dM_1}{dM_0} = 1. \quad (32)$$

Сечение 2-2 ( $\alpha \leq \varphi \leq \pi/2$ );

$$M_2 = M_0 - \frac{P}{2} R_c (1 - \cos\varphi) +$$

$$+ \frac{P}{2} R_c (\cos\alpha - \cos\varphi) =$$

$$= M_0 - \frac{PR_c}{2} (1 - \cos\alpha);$$

$$\frac{dM_2}{dM_0} = 1. \quad (33)$$

Из условия симметрии поперечное сечение А при изгибе кольца не поворачивается, следовательно, его перемещение равно нулю:

$$\frac{\partial U}{\partial M_0} = 0, \quad (34)$$

$$\text{где } U = \int_0^{\pi/2} \frac{M^2 dS}{2EJ_z} -$$

потенциальная энергия рассматриваемого квадранта.

Подставляя (32) и (33) в (34), получим формулу (35), откуда можно вывести равенство (36).

Подставляя (36) в (32) и (33), получаем:

$$M_1 = M_0 - \frac{PR_c}{2} (1 - \cos\varphi), \quad (37)$$

$$M_2 = M_0 - \frac{PR_c}{2} (1 - \cos\alpha). \quad (38)$$

Используя (36) и (37), можно определить изгибающий момент в любом поперечном сечении кольца и, соответственно, по формуле (26) напряжения изгиба. ■

ЛИТЕРАТУРА

1. Ньюман К. Как увеличить долговечность колтюбинга? // Время колтюбинга. 2005. № 2. С. 24–26.
2. Молчанов А.Г., Вайнштот С.М., Некрасов В.И., Чернобровкин В.О. Подземный ремонт и бурение скважин с применением гибких труб. М.: Изд-во Академии горных наук, 1999. 224 с.
3. Булатов А.И. Колтюбинговые установки при бурении, заканчивании и ремонте нефтяных и газовых скважин. Краснодар: Просвещение – Юг, 2008. 370 с.
4. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопротивление материалов. М.: Высшая школа, 1975. 654 с.
5. Болденко Ф.Ф., Болденко Ф.Д., Гноевых А.Н. Винтовые забойные двигатели: Справочное пособие. М.: Недра, 1999. 375 с.
6. Воропаев Ю.А., Воропаев Д.Ю. Нагрузки, действующие на колонну гибких труб // Вестник Северо-Кавказского гос. техн. ун-та. 2008. № 2. С. 21–25.
7. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. Т. 1. М.: Наука, 1965. 364 с.
8. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. Киев: Наукова думка, 1975.