

РОЗРОБКА КОРИСНИХ КОПАЛИН

УДК 622.24.058

Василишин В.Я.

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

МЕТОД ДЛЯ РОЗРАХУНКУ НОРМАЛЬНИХ НАПРУЖЕНЬ ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ ЗА УМОВИ ЇХ ЕКСПЛУАТАЦІЇ У КРИВОЛІНІЙНИХ ДІЛЯНКАХ СВЕРДЛОВИН

Встановлено, що, окрім змінної осьової сили, у криволінійній ділянці свердловини колона насосно-компресорних труб може піддаватися впливу як статичних, так і циклічних згинальних моментів. Останні виникають через додаткове зусилля розтягу від ваги стовпа рідини, що діє на прийомний клапан під час руху точки підвіски штанг вниз. Вказані згинальні моменти можуть бути причиною втомного руйнування насосно-компресорної колони. Розроблений метод можна використовувати для розрахунку нормальних напружень і прогнозування втомної довговічності насосно-компресорних труб за умови їх експлуатації у криволінійних ділянках свердловин.

Ключові слова: насосно-компресорна труба, напружено-деформований стан, втомна довговічність, криволінійна ділянка свердловини.

Постановка проблеми. Аварії з колонами насосно-компресорних труб (далі – НКТ) під час їх експлуатації є доволі поширеним явищем. Так, наприклад, дані по прикарпатському регіону свідчать, що кількість свердловин, на яких було зафіксовано порушення роботи НКТ, у нафтогазовидобувного управління (далі – НГВУ) «Долинанафтогаз» становить 45%, НГВУ «Бориславнафтогаз» – 28%, НГВУ «Надвірнанафтогаз» – 27%. Спостерігається такий характер відмов насосно-компресорних колон: втрата герметичності різьбових з'єднань – 80,2%; наявність отворів у тілі труб – 2,6%; тріщини в тілі труб – 6,2%; інші – 11%

Автор роботи [1] зазначає, що найчастіше аварійність НКТ спричиняють різьбові з'єднання, зокрема: руйнування (34%); втрата герметичності (12%); з'єднання не згвинчується – критичне значення натягу і геометричних параметрів профілю (43%); з'єднання не розгвинчується – «прихоплення» різьби (11%). Тут же наводиться й аналіз порушень роботи ВАТ «Укрнафта», який показав, що відмови різьбового з'єднання НКТ серед усіх інших видів склали: у 2008 р. – 32,8%, у 2009 р. – 34,2%, у 2010 р. – 32,2%.

У статті [2] відзначається, що труби та їх різьбові з'єднання за нафтовидобутку в ускладнених умовах піддаються не тільки інтенсивному коро-

зійному впливу агресивного середовища, але й значним знакозмінним механічним навантаженням, що призводить до активного руйнування різьби труб. Так, за даними Американського нафтового інституту (API), а також результатами проведеного російськими спеціалістами кваліметричного аналізу експлуатаційної надійності НКТ, кількість відмов таких труб із причин руйнування різьбових з'єднань складає 50–55%.

Причин, які зумовлюють такий стан аварійності, більше ніж достатньо, проте основними є вплив агресивного середовища та напружено-деформований стан. Зокрема, згідно з дослідженнями А.Н. Адоніна, за глибинонасосного способу видобування вуглеводневої сировини колона НКТ навантажена: силою розтягу від власної ваги та частини ваги рідини в трубах, яка не передається на штанги під час їх ходу вгору; додатковою силою розтягу від ваги стовпа рідини, що діє на прийомний клапан під час руху точки підвіски штанг вниз; силами тертя, які виникають внаслідок зворотно-поступального руху колони насосних штанг. Додатково в поперечному перерізі НКТ можуть виникати згинальні моменти, серед причин виникнення яких є криволінійні ділянки свердловин і коливання [3].

Сукупна дія вищезазначених силових факторів може призводити до значних осьових і радіальних деформацій насосно-компресорної колони, які, до того ж, є змінними у часі.

Виклад основного матеріалу дослідження. Як відомо, зовнішній діаметр НКТ менший від внутрішнього діаметру обсадної колони. Це робить можливим поперечні відхилення пружної осі НКТ відносно осі свердловини, що, в свою чергу, спричинятиме виникнення нормальних напружень від згину. Враховуючи специфіку навантаження насосно-компресорних колон, ці напруження можуть мати циклічний характер та ініціювати втомні процеси в матеріалі НКТ. На рис. 1 штрих-пунктирною лінією схематично зображено три можливі положення осі насосно-компресорної колони в обсадженої криволінійній ділянці свердловини. Суцільною лінією позначено межі переміщення пружної осі НКТ, зумовлені обсадними трубами.

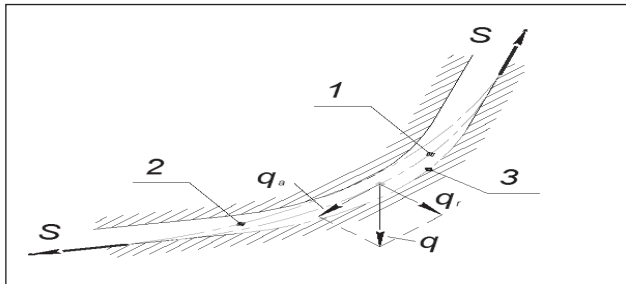


Рис. 1. Можливі положення осі НКТ в обсадженому стовбурі свердловини

Форма пружної осі, що відповідає кожному з положень, зображених на рис. 1, передусім залежить від таких чинників: радіального й осьового (S_1) складника власної ваги частини колони НКТ, яка перебуває у криволінійній ділянці свердловини; сили розтягу (S_2) від колони НКТ, що знаходиться нижче за розглядувану криволінійну ділянку; додаткової сили розтягу (S_3) від стовпа рідини, що перекачується.

Враховуючи специфіку роботи глибинонасосного устаткування [6] варто відзначити, що у нижньому положенні підвіски штанг сила S_3 набуває певного значення, про величину якого буде сказано пізніше. За верхнього ж положення підвіски штанг сила S_3 рівна нулю [6].

Позначимо рівнодійну сил S_1, S_2, S_3 через S . У загальному випадку величина S може набувати двох значень, які відповідають нижньому та верхньому положенням підвіски штанг:

$$S = S_{\max} = S_1 + S_2 + S_3$$

або

$$S = S_{\min} = S_1 + S_2.$$

Розглянемо на прикладі методику розрахунку для визначення умов, за яких колона НКТ займатиме те чи інше з положень, що зображені на рис. 1.

Характеристики НКТ, згідно із ГОСТ 633–80: зовнішній діаметр $d = 89$ мм; товщина стінки $h = 6,5$ мм; вага одиниці довжини труби $q = 129,4$ Н/м.

Використано обсадну колону із труб зовнішнім діаметром $D = 140$ мм та товщиною стінки $h_1 = 6,2$ мм (згідно із ГОСТ 632–80).

Інклінометричні показники криволінійної ділянки свердловини: довжина вздовж осі свердловини $L = 120$ м; зенітний кут на початку $\alpha_1 = 0^\circ$; зенітний кут на закінченні $\alpha_2 = 12^\circ$; інтенсивність викривлення по зенітному куту $i = 1^\circ / 10$ м; радіус кривизни $R = 191$ м.

Для аналізу напружено-деформованого стану скористаємося таким диференціальним рівнянням пружної осі балки та його розв'язком відповідно:

$$EI y^{IV}(x) - S y''(x) = -q_r, \quad (1)$$

$$y(x) = C_2 \frac{EI}{S} \exp\left(\sqrt{\frac{S}{EI}} x\right) + C_1 \frac{EI}{S} \exp\left(-\sqrt{\frac{S}{EI}} x\right) + \frac{q_r x^2}{2S} + C_3 x + C_4, \quad (2)$$

де q_r – радіальна складова частина власної ваги НКТ, яка дорівнює:

$$q_r = q \sin\left(\alpha_1 + \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2}\right).$$

Для визначення невідомих констант C_1, C_2, C_3, C_4 скористаємося системою крайових умов:

$$\begin{cases} y(0) = 0, \\ y''(0) = 0, \\ y(l) = 0, \\ y''(l) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

У цьому разі також невідомими є сила розтягу S та довжина балки l . Їх визначимо, виходячи із виконання умов (4) та (5):

$$y'(0) = \psi \quad (4)$$

та

$$v_1 < y\left(\frac{l}{2}\right) < v_2. \quad (5)$$

Тут, згідно із роботою [7],

$$\psi = \frac{L}{2R}, \quad (6)$$

$$v_1 = \frac{R}{\cos \psi} - \frac{tg \psi}{2} - R + (D - 2h_1 - d) \quad (7),$$

$$v_2 = \frac{R}{\cos \psi} - \frac{l tg \psi}{2} - R \quad (8)$$

Визначення C_1, C_2, C_3, C_4, S та l за рівностями (4), (6), (7), (8) та нерівністю (5) зручно проводити,

використовуючи циклічну процедуру, наприклад, у *Waterloo Maple*. Використавши вихідні дані, отримаємо, що $S_{(l)} = 7\,700$ Н. Осьова сила розтягу від власної ваги, що визначена за формулою

$$S_1 = q_a l = q \cos\left(\alpha_1 + \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{2}\right) l, \quad (9),$$

становить $S_1 = 8\,487$ Н. Якщо замість нерівності (5) використати нерівність

$$y\left(\frac{l}{2}\right) < v_1, \quad (10),$$

то отримаємо мінімальне значення осьової сили, за якої колона НКТ займе положення №2 (див. рис. 1). У цьому разі маємо $S_2 = 7\,800$ Н. Якщо ж замість нерівності (6) застосувати нерівність

$$v_2 < y\left(\frac{l}{2}\right), \quad (11),$$

то отримаємо максимальне значення сили розтягу, за якої вісь НКТ займе положення № 3 (див. рис. 1): $S_{(3)} = 7\,600$ Н.

Очевидно, зміна положення осі НКТ відносно осі свердловини відповідно до положення штоку глибинного насоса відбуватиметься у разі виконання системи нерівностей:

$$\begin{cases} S_{\max} \geq S_{(2)}, \\ S_{\min} \leq S_{(3)}. \end{cases} \quad (12).$$

Перша нерівність системи (12) виконується, а друга – ні. І це навіть без врахування сил S_2 та $S_{(3)}$. Отже, можемо зробити висновок: за цих умов колона труб НКТ контактуватиме з верхньою частиною криволінійного стовбура (положення № 2 на рис. 1). Періодична зміна осьової сили, зумовлена рухом штоку глибинного насоса, не призводить до появи змінних напружень згину у поперечному перерізі НКТ.

У свою чергу, нормальні напруження згину для кожного з положень пружної осі (див. рис. 1) можемо визначити за такими формулами (величини для цього прикладу подано в дужках):

положення 1

$$\sigma_{\max} = EI \frac{y(0, S_l)}{W}, \quad (\sigma_{\max} = 20,4 \text{ МПа});$$

положення 2

$$\sigma_{\max} = \frac{E d}{2R - (D - 2h_1)}, \quad (\sigma_{\max} = 16,3 \text{ МПа});$$

положення 3

$$\sigma_{\max} = \frac{E d}{2R + (D - 2h_1)}, \quad (\sigma_{\max} = 16,3 \text{ МПа}).$$

Розглянемо наступний приклад. Він повністю аналогічний до попереднього за винятком того, що зенітний кут на початку $\alpha_1 = 30^\circ$, а зенітний кут на закінченні $\alpha_1 = 42^\circ$. Величини сил розтягу відповідно рівні $S_{(1)} = 43\,500$ Н, $S_{(2)} = 44\,000$ Н, $S_{(3)} = 43\,000$ Н.

Згідно із формулою (9), $S_1 = 6\,546$ Н. Як бачимо, виконання системи (12) можливе, якщо

$$\begin{cases} S_2 + S_3 \geq S_{(2)} - S_1, \\ S_2 \leq S_{(3)} - S_1. \end{cases}$$

або, підставивши чисельні значення,

$$\begin{cases} S_2 + S_3 \geq 37454 \text{ Н}, \\ S_2 \leq 36454 \text{ Н}. \end{cases} \quad (13).$$

Отже, за цих умов періодична зміна осьової сили, зумовлена рухом штоку глибинного насоса, призводитиме до появи змінних напружень згину у поперечному перерізі НКТ, якщо сили S_2 та S_3 задовольнятимуть систему (13).

Величини нормальних напружень згину можемо визначити за аналогією до попереднього прикладу.

Розглянемо застосування методики з використанням даних зведеної інклінограми свердловини № 93 Довбушансько-Бистрицького родовища. Починаючи від устя до вибою, свердловина складається з таких ділянок:

1) прямолінійна; довжина $L_1 = 206,5$ м; зенітний кут $\alpha_1 = 0^\circ$;

2) криволінійна; довжина $L_2 = 25$ м; зенітний кут на початку $\alpha_{21} = 0^\circ$; зенітний кут на закінченні $\alpha_{22} = 4,5^\circ$; інтенсивність викривлення $1,8^\circ / 10$ м;

3) прямолінійна; довжина $L_3 = 774,2$ м; зенітний кут $\alpha_3 = 4,50$;

4) криволінійна; довжина $L_4 = 75$ м; зенітний кут на початку $\alpha_{41} = -4,5^\circ$; зенітний кут на закінченні $\alpha_{42} = 7,6^\circ$; інтенсивність викривлення $1,6^\circ / 10$ м;

5) прямолінійна; довжина $L_5 = 230,3$ м; зенітний кут $\alpha_5 = 7,6^\circ$;

6) прямолінійна; довжина $L_6 = 1\,603$ м; зенітний кут $\alpha_6 = 4,6^\circ$.

Із розрахунку за формулами (1) – (11) отримаємо: $S_{(1)} = 20$ Н, $S_{(2)} = 40$ Н, $S_{(3)} = 0$ та $S_l = 4\,963$ Н. Величину S_2 визначимо за методикою, що наведена в роботі [8]. Відтак

$$S_2 = L_3 q g \cos \alpha_3 + L_5 q g \cos \alpha_5 + L_6 q g \cos \alpha_6,$$

або, із підстановкою числових значень, $S_2 = 336\,067$ Н.

Для розрахунку сили S_3 скористаємося важливою властивістю теоретичної штангової динамограми. Як зазначено в роботі [6], відстань між відрізками AG та BB вздовж осі ординат чисельно рівна вазі стовпа перекачуваної рідини, яка діє на прийомний клапан. Застосувавши це твердження для реальної динамограми, матимемо $S_3 = 14\,091$ Н.

У разі підставлення чисельних даних у систему (12) не виконується її друге рівняння. Відтак НКТ не зазнаватимуть змінних навантажень згину. Нормальні напруження у поперечному перерізі НКТ:

Результати експериментальних досліджень втомної міцності різьбового з'єднання НКТ

№ п/п	Відцентрова маса m , кг	Момент згину $M_{зг}$, Н \cdot м	Кількість циклів навантаження, за якого відбулося руйнування, млн циклів	Напруження згину, за якого відбулося руйнування $\sigma_{зг}$, МПа	$lg N$	$lg \sigma$
1	10,0	1 095,5	8,4825	314,4	6,928	2,497
2	10,5	1 150,296	3,8534	330,135	6,581	2,519
3	11,5	1 259,848	1,4567	361,576	6,162	2,558
4	12,0	1 314,624	0,9534	377,297	5,974	2,576
5	12,5	1 369,400	0,4123	393,017	5,612	2,594
6	12,7	1 387,121	0,3595	399,3	5,556	2,601

$$\tilde{A}_{зг} = \tilde{A}_{max} = \frac{Ed}{2R - (D - 2h_1)} = 24,4 \text{ МПа} - \text{згину};$$

$$\tilde{A}_{роз min} = \frac{S_{min}}{A} = 199,5 \text{ МПа} - \text{розтягу мінімальне};$$

$$\tilde{A}_{роз max} = \frac{S_{max}}{A} = 207,8 \text{ МПа} - \text{розтягу максимальне}.$$

Для другої криволінійної ділянки розрахунковий алгоритм повністю аналогічний до попереднього випадку. Згідно із формулами (1) – (11), маємо: $S_{(1)} = 1\,000$ Н; $S_{(2)} = 1\,100$ Н; $S_{(3)} = 900$ Н. Сила розтягу від власної ваги (згідно із формулою (9)) становить $S_1 = 6\,129$ Н. Значення S_2 дорівнює:

$$S_2 = L_5 q g \cos \alpha_5 + L_6 q g \cos \alpha_6.$$

Після підстановки чисельних даних маємо $S_2 = 236\,226$ Н. Величина S_3 така ж, як і у попередньому прикладі. Оскільки у системі (12) знову ж таки не виконується друга нерівність, у цій криволінійній ділянці колона НКТ не зазнаватиме змінних навантажень згину. Отримані значення напружень рівні $\sigma_{зг} = 26,3$ МПа, $\sigma_{роз min} = 140,2$ МПа, $\sigma_{роз max} = 148,6$ МПа.

Як бачимо із вищевикладеного матеріалу, під час експлуатації колона НКТ піддається дії змінного навантаження як в осьовому, так і, за певних умов, радіальному напрямку. Розрахунок показує, що у криволінійних ділянках свердловин, які знаходяться ближче до устя, якщо зенітні кути не набувають значних величин, домінуючим навантаженням є осьовий розтяг зі змінною амплітудою та суттєвим коефіцієнтом асиметрії циклу, який, до речі, зменшується у напрямку до вибою. Так, для проаналізованої у прикладі розрахунку свердловини коефіцієнт асиметрії для першої криволінійної ділянки рівний $R = 0,96$, а для другої – $R = 0,94$.

Для криволінійних ділянок, які знаходяться ближче до вибою, величина статичної складової частини осьового розтягу зменшується порівняно зі змінною. Додатково на таких ділянках можуть виникати змінні напруження згину. Розрахунок показав, що для розглядуваної свердловини

(№ 93 Довбушансько-Бистрицького родовища) умови експлуатації НКТ не викликать змінних напружень згину в жодній із двох криволінійних ділянок. Проте, якщо б, наприклад, розглянути умовну криволінійну ділянку, для якої б виконувалася система умов (13), то величини напружень були б такими: $\sigma_{зг} = 20,3$ МПа, $\sigma_{роз min} = 24,7$ МПа, $\sigma_{роз max} = 30,6$ МПа.

У цьому разі $R = 0,81$, а величина напружень від згину співрозмірна з величиною напружень від розтягу.

Однак для забезпечення надійної роботи НКТ, окрім інформації про їх напружено-деформований стан, слід також мати і характеристики втомної міцності. Для визначення останніх нами було проведено лабораторні дослідження довговічності натурних зразків різьбових з'єднань НКТ умовним діаметром 89 мм (група міцності сталі Л).

Експеримент проводився на лабораторній установці «УКІ-6І» [9]. Напруження згину в небезпечному перерізі різьбового з'єднання НКТ визначали за формулою:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг} R_{max}}{I}, \quad (14)$$

де $M_{зг}$ – момент згину; R_{max} – відстань від вагового центру перерізу до точки, в якій визначається напруження; I – момент інерції поперечного перерізу, в якому відбувається руйнування.

Момент згину розраховуємо так:

$$M_{зг} = P l, \quad (15)$$

де l – плече дії сили для проведених експериментів;

P – відцентрова сила, яка в свою чергу рівна

$$P = m \omega^2 r,$$

де m – відцентрова маса; ω – кутова швидкість навантажувальної головки; r – радіус встановлення відцентрової маси.

Результати вимірювань і розрахунків за формулами (14), (15) подано у табл. 1.

Враховуючи те, що зразки для втомних досліджень різьбових з'єднань НКТ – це відрізки натурних НКТ, які експлуатувалися в реальних умовах, де піддавалися дії корозійного середовища, а в процесі випробувань у різьбових з'єднаннях протікають процеси фретінг-корозії, то характер їх руйнування відповідає корозійно-втомному механізму. Як наслідок, на поверхні руйнування спостерігали зародження кількох корозійно-втомних тріщин, що підтверджує природу руйнування досліджуваного різьбового з'єднання НКТ за корозійно-втомним механізмом.

Відтак залежність границі втоми від кількості циклів напруження запропоновано у вигляді степеневого поліному:

$$\sigma = -5,025\lambda^5 + 75,916\lambda^4 - 347,761\lambda^3 + 603,825\lambda^2 - 439,433\lambda + 486,466 \quad (16)$$

або, в координатах $\lg N - \lg \sigma$,

$$\lg \sigma = 403,057 - 10,4518 \cdot \lg N, \quad (17)$$

де $\lambda = N \cdot 10^{-6}$.

Рівняння (17) називається двопараметричним рівнянням кривої втоми і в загальному вигляді записується таким чином:

$$\lg(\sigma_{an}) = b \lg N + a,$$

де a і b – параметри рівняння, які визначаються за даними корозійно-втомних випробувань;

σ_{an} – зведені до симетричного циклу амплітудні напруження асиметричного циклу; N – довговічність – кількість циклів до руйнування.

Отже, $a = 403,057$ та $b = -10,4518$ і є шуканими характеристиками втомної міцності різьбових з'єднань НКТ діаметром 89 мм і можуть бути використані для прогнозування їх довговічності в експлуатаційних умовах.

Висновки. Із проведених теоретичних досліджень напружено-деформованого стану насосно-компресорної колони встановлено, що напруження від згину в криволінійному стовбурі свердловини мають як статичний так і, за певних умов, циклічний характер. Останні виникають через додаткове зусилля розтягу від ваги стовпа рідини, що діє на прийомний клапан під час руху точки підвіски штанг униз і можуть ініціювати втомні процеси в матеріалі НКТ. Аналітичний розрахунок показав, що за інших незмінних умов імовірність періодичної деформації колони НКТ більша у криволінійних ділянках зі значними величинами зенітних кутів на початку та на закінченні. Також, за результатами лабораторних експериментів, отримані параметри кривої втоми, які можуть бути використані для прогнозування залишкового ресурсу НКТ діаметром 89 мм.

Список літератури:

1. Василюшин В.Я. Підвищення працездатності різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12; Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2013. 20 с.
2. Проскуркин Е., Арустамов С., Евдокимов В. Новая жизнь треугольной резьбы. Преимущества использования диффузионных цинковых покрытий для соединения труб нефтяного сортамента. Национальная металлургия. 2007. № 2. С. 24–30.
3. Савула С.Ф., Колодій В.Т., Харченко Є.В. Оцінка впливу коливань колони насосно-компресорних труб на умови роботи різьбових з'єднань. Науковий вісник національного технічного університету нафти і газу. 2004. № 2 (8). С. 116–125.
4. Атнагулов А.Р. Прогнозирование технического состояния УЭЦН при эксплуатации с оценкой динамических нагрузок: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.13. Уфа, 2008. 24 с.
5. Ишмурзин А.А., Хоанг Тхинь Нян Методика расчета крутящих моментов в трубах и штангах, возникающих при спуске в скважину с пространственным искривлением ствола. Нефтегазовое дело. 2006. № 1.
6. Ивановский В.М., Дарищев В.И., Сабиров А.А. Скважинные насосные установки для добычи нефти. М.: ГУП Изд-во «Нефть и Газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2002. 824 с.
7. Рачкевич Р.В., Артим В.І., Козлов А.А. Визначення положення бурильної колони у криволінійному стовбурі свердловини Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2007. № 4 (25). С. 88–92.
8. Рачкевич Р.В. Напружено-деформований стан стисненої бурильної колони у горизонтальному стовбурі свердловини. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2012. № 3 (44). С. 70–77.
9. Рачкевич Р.В. Прогнозування довговічності бурильної колони в ускладнених умовах буріння свердловини: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12; Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2013. 20 с.

МЕТОД ДЛЯ РАСЧЕТА НОРМАЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ НАСОСНО-КОМПРЕССОРНЫХ ТРУБ ПРИ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ В КРИВОЛИНЕЙНЫХ УЧАСТКАХ СКВАЖИН

Установлено, что кроме переменной осевой силы, в криволинейном участке скважины колонна насосно-компрессорных труб может подвергаться воздействию как статических, так и циклических изгибающих моментов. Последние возникают из-за дополнительных усилий растяжения от веса столба жидкости, действующего на приемный клапан при движении точки подвески штанг вниз. Указанные изгибающие моменты могут быть причиной усталостного разрушения насосно-компрессорной колонны. Разработанный метод можно использовать для расчета нормальных напряжений и прогнозирования усталостной долговечности насосно-компрессорных труб при их эксплуатации в криволинейных участках скважин.

Ключевые слова: насосно-компрессорная труба, напряженно-деформированное состояние, усталостная долговечность, криволинейный участок скважины.

METHOD FOR CALCULATION OF NORMAL STRESSES OF FATIGUE LIFE OF PUMP-COMPRESSOR PIPES DURING THEIR OPERATION IN CURVILINEAR SECTIONS OF WELLS

It was established that in addition to the variable axial forces on a curved section of the well column tubing may be exposed to both static and cyclic bending moments. Last arise from additional tensile force of the weight of the liquid column acting on the receiving valve by driving down the point of suspension rods. These bending moments can cause fatigue tubing. The method can be used to calculate the normal stresses and predicting fatigue durability tubing during their operation in curved sections of wells.

Key words: tubing, mode of deformation, fatigue durability, curvilinear plot hole.