

не впливає на розрахунок сили тертя й моменту гальмування.

Зазначимо, що проведений аналіз стосується конкретної конструкції серійного гальма. Вважаємо за доцільне за допомогою запропонованої методики встановити закономірності впливу конструктивних параметрів фрикційних вузлів (кутів α і β , жорсткості й радіуса кривини стрічки) на деформацію стрічки та експлуатаційні параметри гальма.

4. Висновки

Опрацьована методика розрахунку деформації гальмівної стрічки стрічково-колодкового гальма.

На прикладі розрахунку деформацій гальмівної стрічки серійного стрічково-колодкового гальма показано, що деформація стрічки є причиною суттєво нерівномірного розподілу сил в парі „стрічка – фрикційна накладка” і, як наслідок, нерівномірного навантаження стрічки по її довжині в межах ділянки, пов'язаної з двома сусідніми накладками.

Література

1. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 383 с.
2. Злобин Б.А. Скоростная проводка скважин и резервы новой техники. – М.: Недра, 1977. – 309 с.
3. Балаболин С.В. Работоспособность ленточно-колодочных тормозов буровых лебедок: Дисс... канд.техн.наук 05.04.07. – Ивано-Франковск, 1993. – 147 с.
4. Журавльов О.Ю. Обгрунтування працездатності стрічково-колодкового гальма з нерухомими фрикційними накладками бурової лебідки: Дис...канд.техн.наук 05.05.12. – Івано-Франківськ, 2001. – 189 с.

У паливно-енергетичному комплексі широко використовують конструкції та їх з'єднання, які можна класифікувати як тонкостінні циліндри. Зокрема, такими є обсадні та насосно-компресорні труби і муфти, які застосовують для видобування нафти і газу. Їх ефективність залежить від міцності і герметичності їх з'єднань, в яких за допомогою натягу утворюється розподілений контактний тиск [1-2].

Для визначення величини такого тиску використовували формули деформацій тонкостінного циліндра під дією розподіленого тиску

5. Сопроотивление материалов: Учебник для вузов / Под общ. ред. акад. АН УССР Г.С.Писаренко. – К.: Вища школа. Гол. изд-во, 1979. – 696 с.

6. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки / Пер. с англ. под ред. Г.С. Шапиро. Изд.2-е. – М.: Наука, Глав. ред. физико-математической литературы, 1966. – 636 с.

7. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. 3-е издание. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

8. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике. – М.: Наука, 1964. – 608 с.

9. Крижанівський Є.І., Вольченко М.О., Вольченко Д.О., Пургал М.П., Дячук В.В. Стрічково-колодкові гальма. – Івано-Франківськ, 2004. – 232с.

10. Yevstahyi I. Kryzhanivskiy, Dmytro A. Volchenko, Yaroslav B. Storozh. The Static-Dynamic Analyses of Loadings of Friction Units for Band-Shoe Brakes. – Scientific Buletin, Serie C, Vol. XVIII, Fascicle: Mechanics, Tribology, Machine Manufacturing Technology. – North University of Baia Mare, 2004. – 187-194p.

[1, с. 58,67]. Вони ґрунтуються на умові віддаленості від крайових перетинів і тому не враховують кільцеві вигини стінок елементів з'єднання, які утворюються внаслідок того, що во-

УДК 621.882:539.3

ВИЗНАЧЕННЯ КОНТАКТНИХ ТИСКІВ У З'ЄДНАННЯХ МУФТ І ТРУБ З НАТЯГОМ

І.І.Палійчук

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42102,
e-mail: public@nung.edu.ua

Стенки муфты и трубы в соединении с натягом получают осесимметричные изгибы, которые изменяют давление на контактных поверхностях. Эти изгибы линейно зависят как от гидравлических, так и от контактных давлений. Уравнение баланса изгибов и натяга также линейное, что позволяет составить систему линейных уравнений и определить контактные давления на каждом участке. В этих уравнениях учитывают температурное расширение, радиальную составляющую осевой нагрузки в остроугольной резьбе, эксцентриситет осевой

The walls of pipes and couplings get the axis-symmetrical curves by the connection with the strain. These wall curves depend on the hydraulic and contact pressures in a linear way. The balances equation of the strain and curves is also linear, that gives the possibility to compose the linear equations system and to determine the contact pressures at every section. These equations take into account the temperature enlargement, the radial component of the axis loading in the pointed thread, the eccentricity of the axis power.

ни оберті на суміжні ділянки з іншим навантаженням та жорсткістю. Такі вигини істотно змінюють контактний тиск і деформації стінок муфти і труби.

Встановлено [3], що ділянки муфти і труби, з'єднані з натягом, отримують осесиметричні вигини стінки, які не згасають на коротких ділянках. Ці вигини визначаються максимальним прогином кожного із двох країв ділянки, який пропорційний різниці радіусів, розподілених тисків і жорсткостей із суміжною ділянкою-опорою. За допомогою функції згасання можна розрахувати остаточний вигин кожної ділянки за прогинами двох країв з урахуванням впливу додаткових вигинів суміжних і несуміжних ділянок.

Але в роботі [3] закон розподілу тиску вздовж осі x прийнято заданим, а також розглянуто вплив на з'єднання не всіх експлуатаційних чинників у свердловині, які змінюють деформації стінок муфти і труби. Тому необхідно розв'язати задачу знаходження контактних тисків у різьбі, а також в ущільненні високогерметичних з'єднань, які встановлюються в результаті остаточних вигинів кожної ділянки та впливу на з'єднання не тільки внутрішнього і зовнішнього тисків, але й підвищення температури та осевого навантаження колони.

1 Лінійна залежність прогинів стінки ділянок труби від розподілених тисків

Муфтові з'єднання труб нафтогазового сортаменту мають декілька ділянок, якими вони взаємодіють між собою або із суміжними ділянками. У з'єднанні можна виділити спільну ділянку різьби, у муфті – центральну ділянку між торцями труб і дві циліндричні виточки біля країв, у трубі – ділянку збігу різьби і саму трубу. У високогерметичних з'єднань є ділянка ущільнювального пояса та проміжку до різьби. У роботі [4] описано муфтове з'єднання з герметизаційною втулкою, в якому труба і втулка мають ущільнювальну ділянку, що перекриває половину різьби.

Виділені ділянки з'єднання нумерують по порядку зліва направо. Лівий край – перетин початку ділянки, має номер самої ділянки, так що правий край – перетин кінця ділянки має номер наступної суміжної ділянки. У роботі [4], використовуючи симетрію муфтового з'єднання труб, центральна ділянка має номер 0, а перетин 0-0 співпадає з площиною симетрії. Таким чином, якщо розглядають ділянку i , то зліва в перетині $i - (i - 1)$ вона оберта на суміжну ділянку $i - 1$, а справа в перетині $i - (i + 1)$ – на суміжну ділянку $i + 1$. Початок координат розміщують у площині симетрії або в крайньому лівому перетині, а вісь x направляють зліва направо. У позначеннях параметрів – характеристик ділянок використані індекси з двох цифр, перша з яких вказує номер даної ділянки, а друга – номер ділянки, на яку оберта дана.

Під дією розподілених тисків ділянка i труби змінює радіус на величину u_i (без урахування її обпирання на суміжні ділянки) [1-3]

$$u_i = (P_{Vi} - P_{Zi}) \cdot G_i = P_{Vi} \cdot G_i - P_{Zi} \cdot G_i, \quad (1)$$

де: P_{Zi} – зовнішній тиск (зменшує радіус труби);
 P_{Vi} – внутрішній тиск (збільшує її радіус);
 G_i – радіальна податливість стінки труби

$$G_i = \frac{1}{4\beta_i^4 D_i}, \quad (2)$$

$$D_i = \frac{E \cdot S_i^3}{12 \cdot (1 - \mu)}; \quad \beta_i = \sqrt[4]{\frac{3 \cdot (1 - \mu^2)}{R_i^2 \cdot S_i^2}}, \quad (3)$$

де: D_i – циліндрична жорсткість стінки труби;
 β_i – коефіцієнт згасання деформацій;
 R_i – радіус серединної поверхні труби;
 S_i – товщина стінки труби;
 E і μ – модуль пружності і коефіцієнт Пуассона матеріалу труби.

Якщо край ділянки i обертий на суміжну $i \pm 1$, то її стінка отримує осесиметричний вигин $w_{i,i\pm 1}(x)$, який змінюється залежно від координати x по довжині ділянки [3]

$$w_{i,i\pm 1}(x) = W_{i,i\pm 1} \cdot \theta[\beta_i \cdot s_{i,i\pm 1}], \quad (4)$$

де: $W_{i,i\pm 1}$ – максимальний прогин краю, викликаний обпиранням;

$s_{i,i\pm 1}$ – відстань від перетину x до крайового перетину обпирання з координатою $X_{i,i\pm 1}$

$$s_{i,i-1} = x - X_{i,i-1} \quad \text{або} \quad s_{i,i+1} = X_{i,i+1} - x; \quad (5)$$

$\theta[\beta \cdot s]$ – функція згасання крайових вигинів [3]

$$\theta[\beta \cdot s] = e^{-\beta \cdot s} \cdot \cos(\beta \cdot s). \quad (6)$$

Слід зауважити, що лівий край i -тої ділянки має координату $X_{i,i-1}$, тоді за (5) $s_{i,i-1} = 0$, її правий край – координату $X_{i,i+1}$ і $s_{i,i+1} = 0$, а за (6) буде $\theta[0] = 1$, але в будь-якому випадку довжина ділянки буде $L_i = X_{i,i+1} - X_{i,i-1}$.

Максимальний прогин краю $W_{i,i\pm 1}$ визначається [3] (без урахування впливу несуміжних ділянок) як

$$W_{i,i\pm 1}' = (u_{i\pm 1} - u_i) \cdot Z_{i,i\pm 1}, \quad (7)$$

де: u_i і $u_{i\pm 1}$ – зміна радіуса стінки відповідно даної ділянки i та суміжної ділянки-опори $i \pm 1$ (за формулою (1) без урахування їх взаємного обпирання);

$(u_{i\pm 1} - u_i)$ – різниця радіусів стінок на суміжних ділянках i та $i \pm 1$;

$Z_{i,\pm 1}$ – коефіцієнт пропорційності прогинів стінок, коли ділянка i оберта на ділянку $i \pm 1$,

$$Z_{i,\pm 1} = \frac{J_{i\pm 1}}{J_i + J_{i\pm 1}}, \quad (8)$$

де J_i – опорна жорсткість краю ділянки j [3]

$$J_j = 4 \cdot \beta_j^3 \cdot D_j = \frac{1}{G_j \cdot \beta_j}. \quad (9)$$

Різниця радіусів даної та суміжної ділянки-опори в (7) викликана різницею тисків (чи їх відсутністю) або різницею жорсткостей стінок в перетині їх взаємного обпирання.

У роботі [3] встановлено, що у випадку, коли суміжна ділянка $i \pm 1$ у свою чергу оберта на сусідню $i \pm 2$, несуміжну для i -тої, то ділянка $i \pm 1$ теж отримує вигин за формулою (4), який не згасає на її довжині $L_{i\pm 1}$, і тому в перетині обпирання i -тої ділянки на $i \pm 1$ -у становить

$$W_{i,\pm 1}'' = W_{i\pm 1,i\pm 2} \cdot \theta[\beta_{i\pm 1} L_{i\pm 1}]. \quad (10)$$

Тоді в максимальному прогині за формулою (4) слід врахувати додатковий прогин (10)

$$W_{i,\pm 1}' = W_{i,\pm 1}' + W_{i\pm 1,i\pm 2} \cdot \theta[\beta_{i\pm 1} L_{i\pm 1}]. \quad (11)$$

У такий спосіб, застосовуючи рекурентне правило (10-11), можна врахувати, як обпирання несуміжної ділянки $i \pm 2$ на сусідню $i \pm 3$ впливає на прогин даної ділянки i через максимальні прогини країв суміжних і несуміжних ділянок

$$W_{i,\pm 1} = W_{i,\pm 1}' + W_{i\pm 1,i\pm 2}' \cdot \theta[\beta_{i\pm 1} L_{i\pm 1}] + W_{i\pm 2,i\pm 3} \cdot \theta[\beta_{i\pm 2} L_{i\pm 2}] \cdot \theta[\beta_{i\pm 1} L_{i\pm 1}] \quad (12)$$

Оскільки конструкції муфти, труби чи інших елементів з'єднання задані, то для кожної j -тої ділянки відомі параметри β_j і довжина L_j , тому можна розрахувати добуток функцій $\theta[\beta_j L_j]$ для будь-якого ланцюжка ділянок. Якщо цей добуток менший за 0,05, то прийнято такі доданки не враховувати. Розрахунки засвідчили, що для ділянок обсадних муфт і труб діаметрами 146 та 168 мм добуток переважно вже двох функцій θ не більший за 0,05.

Підставивши (1) в (7), (7) в (11), (11) в (4), одержимо розгорнуту формулу вигину стінки ділянки i , коли вона оберта на суміжну $i \pm 1$,

$$w_{i,\pm 1}(x) = \{[(P_{i\pm 1} - P_{Zi\pm 1}) \cdot G_{i\pm 1} - (P_{Vi} - P_{Zi}) \cdot G_i] \times Z_{i,\pm 1} + W_{i\pm 1,i\pm 2} \cdot \theta[\beta_{i\pm 1} L_{i\pm 1}]\} \times \theta[\beta_i s_{i,\pm 1}]. \quad (13)$$

У формулі (13) прогин краю суміжної ділянки $W_{i\pm 1,i\pm 2}$ можна розписати аналогічно, тільки з відповідними індексами. Оскільки конструкція кожної j -тої ділянки задана, то відомі і всі параметри G_j , $Z_{j,i\pm 1}$. У роботі [3]

також виведені формули вигинів з урахуванням вільного (необпертого) торця даної чи суміжної ділянки, які за структурою теж аналогічні (13).

Розкривши у (13) дужки, одержимо суму доданків $P_{Aj} \cdot G_j \cdot Z_{j,k} \cdot \theta[\beta_j s_{j,k}] \cdot \theta[\beta_k L_k]$, в якій тиск входить в першому степені і, що важливо, незалежно від його природи: внутрішній чи зовнішній, експлуатаційний чи контактний. Слід підкреслити, що для кожної j -тої ділянки значення тиску P_{Aj} тут береться конкретно в крайовому перетині обпирання. Вигин $w_{i,\pm 1}(x)$ залежить від x тільки тому, що функція $\theta[\beta \cdot s]$ залежить від x за (4-6).

Остаточні вигини $W_i(x)$ по довжині даної ділянки знаходять як суму власних прогинів за (1) і вигинів за (13), викликаних тим, що кожний з її двох країв обертий на суміжні [3],

$$W_i(x) = u_i(x) + \Sigma w_{i,i-1}(x) + \Sigma w_{i,i+1}(x). \quad (14)$$

Власні прогини $u_i(x)$ за (1) змінюються по довжині ділянки залежно від координати x тільки внаслідок зміни податливості стінки $G_i(x)$, конструкція якої відома, або контактного тиску $P_K(x)$, тому що експлуатаційні тиски за природою гідравлічні і в межах з'єднання їх можна вважати постійними.

З аналізу формул (1) і (13-14) впливає виводок: загальні прогини стінки ділянки труби визначаються розподіленими тисками як на даній, так і на суміжних та несуміжних ділянках, а також їх конструктивними параметрами, причому прогини лінійно залежать від тисків. Якщо це тиски експлуатаційні, то вони відомі. А якщо це контактні тиски, то вони залежать від натягу у з'єднанні і їх потрібно визначати. Лінійна залежність вигинів і тисків спрощує розв'язання цієї задачі.

2 Метод визначення контактних тисків у з'єднаннях муфт і труб з натягом

Під час машинного (силового) згвинчування муфта і труба переміщуються в осьовому напрямку назустріч одна одній на регламентовану величину A [1-2]. За рахунок конусності радіус різьби труби є більшим за внутрішній радіус муфти на величину радіального натягу Δ

$$\Delta = A \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot (1 - c), \quad (15)$$

де: φ – кут нахилу конічної поверхні до осі;
 c – коефіцієнт припрацювання, який враховує пластичні деформації мікронерівностей перед настанням пружного контакту поверхонь.

Саме за рахунок цього натягу Δ виникають пружні деформації стінок у з'єднанні: радіус муфти збільшується, а труби – зменшується. Оскільки висота профілю конічної різьби цих з'єднань значно менша за товщину їх стінок, то гвинтову поверхню різьби приймають конічною, яка відповідає середньому діаметру різьби у з'єднанні, а контактний тиск, що вини-

кає на поверхнях різьби, – розподіленним осесиметрично і неперервно по цій конічній поверхні [1,2].

У муфті та трубі високогерметичних з'єднань є конічні ущільнювальні поверхні, на яких під час згвинчування за рахунок радіального натягу Δ_k теж аналогічно виникає контактний тиск. Як у різьбі, так і в ущільненні контактний тиск для муфти є внутрішнім і збільшує її радіус, а для труби – зовнішнім і зменшує радіус.

Контактний тиск виникає тому, що у роз'єданому стані радіус внутрішнього циліндра (труби) є більшим за радіус зовнішнього (муфти). Під час з'єднання з натягом у стінках циліндрів виникають внутрішні сили опору зміні їх радіусів, тому величина контактного тиску завжди така, що зрівноважує цей опір кожного із циліндрів. А товщина стінки, радіус або матеріал муфти і труби можуть бути різні (тобто різні їх радіальні жорсткості), тому різними будуть і їх деформації під дією контактного тиску. Але вони відбуваються для компенсації радіального натягу і тому сума радіальних переміщень стінок зовнішнього і внутрішнього циліндрів у будь-якому перетині x ділянки з'єднання завжди рівна величині цього натягу

$$W_M(x) - W_T(x) = \Delta(x), \quad (16)$$

де: $W_M(x)$ і $W_T(x)$ – радіальні переміщення стінки муфти (додатні) і труби (від'ємні);

$\Delta(x)$ – геометричний радіальний натяг у перетині x .

За конструкцією відомо $\Delta(x)$ – різницю радіусів контактних поверхонь перед з'єднанням муфти і труби. Для їх номінальних розмірів вона постійна, але внаслідок регламентованих допустимих відхилень розмірів чи форми цих поверхонь натяг $\Delta(x)$ може залежати від координати x . Оскільки контактний тиск у з'єднанні залежить від натягу, то для його регулювання можна заздалегідь задавати залежність $\Delta(x)$ і виготовляти розміри контактних поверхонь відповідно змінними по довжині.

Якщо i -ті ділянки муфти і труби з'єднані з натягом, то на їх контактних поверхнях виникає контактний тиск $P_{Ki}(x)$ для муфти внутрішній, а для труби – зовнішній, але однаковий за величиною. Зсередини труби може діяти внутрішній тиск P_V , а ззовні муфти – зовнішній P_Z . Тоді власні прогини $u_{Ai}(x)$ від діючих тисків за (1) і загальні прогини $W_{Ai}(x)$ за (14) з урахуванням вигинів $w_{Ai,i\pm 1}(x)$ від крайового обпирання (де індекси відповідно для муфти $A = M$, а для труби $A = T$) становлять

$$u_{Mi}(x) = (P_{Ki}(x) - P_Z) \cdot G_{Mi}, \quad (17)$$

$$u_{Ti}(x) = (P_V - P_{Ki}(x)) \cdot G_{Ti}, \quad (18)$$

$$W_{Mi}(x) = P_{Ki}(x) \cdot G_{Mi} - P_Z \cdot G_{Mi} + \sum w_{Mi,i\pm 1}(x), \quad (19)$$

$$W_{Ti}(x) = P_V \cdot G_{Ti} - P_{Ki}(x) \cdot G_{Ti} + \sum w_{Ti,i\pm 1}(x). \quad (20)$$

Підставивши (19-20) у (16), можна знайти розподіл контактного тиску $P_{Ki}(x)$ на ділянці i

$$P_{Ki}(x) = \frac{\left(\Delta_i(x) + P_Z G_{Mi} + P_V G_{Ti} + \sum w_{Ti,i\pm 1}(x) - \sum w_{Mi,i\pm 1}(x) \right)}{G_{Mi} + G_{Ti}}. \quad (21)$$

Висновки з аналізу формули (21) такі:

– знаменник містить суму податливостей стінок контактуючих ділянок, тобто, чим менша податливість стінок (більша їх жорсткість), тим більший контактний тиск для заданого натягу;

– чисельник містить заданий геометричний натяг $\Delta_i(x)$ і доданки за (1), які його збільшують: $P_Z \cdot G_{Mi}$ – зменшення радіуса муфти під дією зовнішнього тиску, $P_V \cdot G_{Ti}$ – збільшення радіуса труби під дією внутрішнього тиску;

– додатні вигини труби $\sum w_{Ti,i\pm 1}(x)$, що передаються на її i -ту ділянку від суміжних та несуміжних, у чисельнику збільшують натяг, а додатні вигини муфти $\sum w_{Mi,i\pm 1}(x)$ – зменшують його. Це означає, що різниця вигинів труби і муфти утворює додатковий натяг у з'єднанні (з урахуванням величини і напрямку вигину, який прийнято додатним за збільшення радіуса);

– вигини $\sum w_{Ai,i\pm 1}(x)$ згідно з (13) містять значення контактних тисків $P_{Kj,j\pm 1}$ у крайових перетинах взаємного обпирання ділянок і їх потрібно визначити.

Рівняння балансу прогинів і натягу (16) справедливе для будь-якого перетину ділянки i , включаючи її два краї з координатами $X_{i,i\pm 1}$.

Підставивши $X_{i,i\pm 1}$ у (13), одержимо вирази $w_{Ai,i\pm 1}$, незалежні від x , тому що функція $\theta[\beta_i s_{i,i\pm 1}]$ згідно з (5-6) буде рівна 1 або $\theta[\beta_i \cdot L_i]$. Підставивши (13) далі у (19-20), одержимо вирази $W_{Ai,i\pm 1}$ незалежні від x , тому що вони, як і $w_{Ai,i\pm 1}$, містять значення контактних тисків $P_{Ki,i\pm 1}$ у крайових перетинах. Підставивши (19-20) далі у (16), одержимо рівняння, лінійне відносно тисків $P_{Ki,i\pm 1}$.

Якщо у з'єднанні є n ділянок з натягом, то вони мають $2n$ невідомих значень крайових контактних тисків $P_{Ki,i-1}$ чи $P_{Ki,i+1}$. Для усіх крайових перетинів цих ділянок можна скласти систему з $2n$ рівнянь вигляду (16), лінійних відносно $P_{Ki,i\pm 1}$. Така система завжди дає тільки один розв'язок – матрицю значень $P_{Ki,i\pm 1}$. Визначивши $P_{Ki,i\pm 1}$, підставимо їх у вирази $w_{Ai,i\pm 1}$ у (21) і одержимо закони розподілу контактно-

го тиску $P_{Ki}(x)$ на усіх ділянках з'єднання муфти і труби.

3 Урахування експлуатаційних чинників

У свердловині можуть діяти підвищені внутрішньоопластові температури, які викликають радіальне і осьове розширення елементів з'єднання. Якщо в межах одного з'єднання можна прийняти постійним підвищення температури T над тією, яка була на поверхні під час згвинчування, то всі його елементи розширюються рівномірно і перерозподілу деформацій немає.

Розглянемо випадок, коли всередині з'єднання встановилось підвищення температури T_V , а ззовні – підвищення T_Z , і вони залишаються постійними впродовж тривалого часу. Знаходження розподілу температур по товщині стінок виходить за межі цієї статті, але з огляду на відносно малі товщини можна прийняти постійними температури муфти $T_M \approx T_Z$ і труби $T_T \approx T_V$. Якщо коефіцієнт температурного розширення матеріалу муфти α_M , а для труби він α_T , то неоднакове радіальне розширення труби і муфти призводить до збільшення (або зменшення) натягу на контактній ділянці на величину

$$\Delta_T = \alpha_T T_T R_T - \alpha_M T_M R_M, \quad (22)$$

де R_T і R_M – радіуси серединних поверхонь стінки відповідно труби і муфти.

Отже, за наявності додаткового температурного натягу Δ_T його треба додавати до радіального натягу $\Delta(x)$ у системі рівнянь (16) і у формулі контактного тиску (21).

У процесі експлуатації на колону труб у свердловині діє осьове навантаження, яке через різьбу передається з труби на муфту і навпаки та викликає їх деформації. Внаслідок прикладання до них осьової сили Q у різьбі створюється дотичне зусилля, розподілене по поверхні її конуса. Інтенсивність $q_o(x)$ його розподілу по довжині ділянки різьби визначається законом гіперболічного косинуса за відомими формулами [1, с.35-38].

Якщо профіль різьби гострокутний, то осьове зусилля створює на опорній поверхні її витків додатковий тиск, який має радіальну складову $P_o(x)$ [1, с.42]

$$P_o(x) = \frac{q_o(x)}{\pi \cdot d_c} \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} - \rho_\tau \right), \quad (23)$$

де: d_c – середній діаметр різьби у з'єднанні;
 α – кут при вершині профілю різьби;
 ρ_τ – кут тертя на поверхні витків різьби.

Оскільки профіль гострокутної різьби симетричний, то тиск $P_o(x)$ виникає незалежно від напрямку осьової сили Q – розтягуюча чи

стискаюча (від цього залежить тільки розрахунок $q_o(x)$).

Тиск у різьбі $P_o(x)$ відомий, якщо відомі осьове навантаження Q та конструктивні параметри різьби, муфти і труби. Для муфти – це внутрішній тиск, для труби – зовнішній. Його треба врахувати під час визначення власних прогинів $u_{Ai}(x)$ від діючих тисків по довжині різьбових ділянок

$$u_{Mi}(x) = (P_{Ki}(x) - P_Z + P_o(x)) \cdot G_{Mi}, \quad (24)$$

$$u_{Ti}(x) = (P_V - P_{Ki}(x) - P_o(x)) \cdot G_{Ti}, \quad (25)$$

За (24-25) треба знайти прогини в крайових перетинах усіх ділянок і додати до максимальних $W_{Ai, i\pm 1}$ за (10-12), щоб встановити вплив суміжних і несуміжних ділянок на вигини даної.

Цей тиск $P_o(x)$ може виникати тільки після з'єднання різьб муфти та труби і не впливає на контактний тиск, який вже утворився внаслідок натягу згвинчування. Тому під час визначення контактних тисків на i -тій різьбовій ділянці у системі рівнянь (16) і формулі (21) його не враховують (інакше власні прогини ділянки від цього тиску за (24-25) треба додати в рівнянні (16) як до остаточних прогинів зліва, так і до натягу справа, що компенсує одне одного).

Згідно із (23) додатковий тиск $P_o(x)$ не виникає, якщо кут нахилу опорної поверхні витків різьби менший за кут тертя ρ_τ . Тоді сила тертя на цій поверхні більша і компенсує радіальну складову осьового навантаження. Це стосується трапецієвидної упорної різьби.

Розподілене дотичне осьове зусилля у різьбі інтенсивністю $q_o(x)$ діє по поверхні конуса, який описується її середнім радіусом $0,5d_c$. У той же час рівнодійна осьової сили Q , яка діє в кожному поперечному перетині муфти чи труби, прикладена вздовж їх серединної поверхні радіуса R_M чи R_T . Внаслідок цього між точками їх прикладання є ексцентриситет

$$e_M = R_M - 0,5 \cdot d_c, \quad e_T = 0,5 \cdot d_c - R_T. \quad (26)$$

Неспіввісне прикладання осьових сил у поперечному перетині осесиметричного циліндра викликає додатковий вигин його стінки [1]

$$w_{eMi}(x) = e_{Mi} \cdot V_{Mi}(s_{i,j\pm 1}), \quad w_{eTi}(x) = e_{Ti} \cdot V_{Ti}(s_{i,j\pm 1}), \quad (27)$$

де: $V_{Ai}(s_{i,j\pm 1})$ – функція вигину, яка розраховується залежно від сили Q , розмірів стінки муфти чи труби за відомими формулами [1, с.39-41];

$s_{i,j\pm 1}$ – відстань до крайових перетинів за (5).

Такі вигини за (27) потрібно додати до остаточних $W_{Ai}(x)$ за (14), а також знайти їх значення в крайових перетинах усіх ділянок, щоб

додати до максимальних прогинів країв даної за (10-12) (для встановлення впливу суміжних і несуміжних ділянок).

Оскільки вигини $w_{eAi}(x)$ стінок неоднакові у муфти та труби, то вони утворюють додатковий натяг $\Delta_{ei}(x)$

$$\Delta_{ei}(x) = w_{eTi}(x) - w_{eMi}(x), \quad (28)$$

який треба додавати до радіального натягу $\Delta(x)$ в системі рівнянь (16) і у формулі остаточно контактного тиску (21).

Висновки

Стінки муфти і труби у з'єднанні з натягом одержують осесиметричні вигини, які змінюють тиск на контактних поверхнях. Але ці вигини лінійно залежать як від гідралічних, так і від контактних тисків. Рівняння балансу вигинів і натягу теж лінійне, що дає можливість скласти систему лінійних рівнянь і визначити контактні тиски на кожній ділянці. У цих рівняннях для муфти і труби можна врахувати такі чинники: неоднакове температурне розширення через зміну натягу; радіальну складову розподіленого осьового навантаження через додатковий тиск у гострокутній різьбі; ексцентриситет прикладання осьової сили через додаткові вигини ділянок.

піщані чи піщано-глинисті пробки, що супроводжується поступовим зниженням дебіту і в решті-решт самоглушінням свердловини. Більшість свердловин, що експлуатують нестійкі колектори нафти і газу, обладнані фільтрами, а тому основний процес утворення піщаної пробки відбувається саме в зоні розміщення фільтра свердловини (в перфорованій трубі).

Рух піску у фільтровій зоні свердловини (в перфорованій трубі) можна віднести до руху у вертикальній трубі. У загальному випадку виділяють такі види осадження частинок [1]:

Література

1. Мочернюк Д.Ю. Исследование и расчет резьбовых соединений труб, применяемых в нефтедобывающей промышленности. – М.: Недра, 1970. – 136 с.
2. Билык С.Ф. Герметичность и прочность конических резьбовых соединений труб нефтяного сортамента. – М.: Недра, 1981. – 362 с.
3. Кулинин Т.М., Палійчук І.І. Крайові вигини стінок муфт і труб, з'єднаних з натягом // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2004. – № 2 (11). – С.28-34.
4. Чернов Б.О., Кулинин Т.М., Палійчук І.І. Деформації елементів муфтового з'єднання обсадних труб з герметизуючою втулкою // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. – № 4 (5). – С.56-60.

УДК 622.276.32

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ РУХУ ПІСКУ У ФІЛЬТРОВІЙ ЗОНІ СВЕРДЛОВИНИ

¹В.С.Бойко, ²В.М.Ясюк, ³С.І.Іванов, ²Л.П.Мельник, ¹О.В.Бурачок

¹ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 994196,
e-mail: public@nung.edu.ua

²ДАТ “Чорноморнафтогаз”, 95000, Україна, АР Крим, м. Сімферополь,
просп. Кірова / провул. Совнаркомівський, 52/1, тел. (+38 0652) 523408, e-mail: of-
fice@gas.crimea.ua

³ТОВ “Оренбурггазпром”, 460021, Росія, м. Оренбург, вул. 60 років Жовтня, 11,
тел. (+7 3532) 332002, e-mail: orenburggazprom@ogp.ru

Рассмотрены граничные условия выноса частиц песка на поверхность на основе критериев Рейнольдса и Архимеда. Предложена зависимость для расчета граничной скорости выноса песка.

There has been observed the conditions of sand particles production into the surface according to the criterions of Reynold and Archimed. There has been proposed the formula for calculation of boundary value of sand production velocity.

Пісковими називають свердловини, в продукції яких міститься пісок від часток відсотка до 1-2% і більше. Оскільки вміст піску в продукції свердловин визначити важко, то його здебільшого і не визначають, а до піскових відносять свердловини, коли в них на вибої за той чи інший період експлуатації утворюються вибійні

- а) вільне усталене осадження у в'язкому середовищі;
- б) неусталене у в'язкому середовищі;
- в) стиснуте у в'язкому середовищі.

Дослідження руху піску у фільтровій зоні проведемо на основі стиснутого осадження частинок піску у в'язкому середовищі [1].