

ПРУЖНА ВЗАЄМОДІЯ З'ЄДНАНИХ З НАТЯГОМ ЦИЛІНДРІВ ЗІ ЗМІННОЮ ТОВЩИНОЮ СТІНКИ

І.І.Палійчук

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42102,

e-mail: public@nuing.edu.ua

Для определения упругого взаимодействия обсадных труб и муфт, соединенных с натягом, необходимо и возможно применить решение задачи для стенок линейно переменной толщины, полученное по моментной теории осесимметричного нагружения цилиндрических оболочек. Оно описывает геометрические и силовые параметры, действующие в таких стенках при опирании на смежные участки с другими условиями. Важно, что найдены общие выражения контактного давления, возникающего на поверхности соединения, и соответствующие параметры (перемещения, повороты, моменты, силы), которые вызывает это давление в стенках. В совокупности это дает полное описание упругодеформированного состояния стенок трубы и муфты в соединении.

Для видобування нафти і газу застосовують різьові з'єднання обсадних та насосно-компресорних колон. Ефективність їх використання залежить від міцності та герметичності з'єднань, на що впливає взаємодія елементів та ділянок з'єднаних труб і муфт.

Муфтові з'єднання труб мають декілька ділянок, якими вони взаємодіють між собою або із суміжними ділянками. У з'єднанні в цілому є спільна ділянка різі, у муфті, зокрема, – центральна ділянка і виточки біля торців, у трубі – ділянка збігу різі та саме труба. У високогерметичних з'єднаннях є ділянки ущільнюючого пояса та канавки.

Різі труб і муфт нафтогазового сортаменту є конічними з конусністю $K=1/16$. Це має принципове значення, оскільки ділянки труби і муфти мають змінну товщину стінок, яка визначається положенням перетину по довжині з'єднання. Це зумовлює змінні по довжині жорсткість стінок з'єднаних циліндрів та їх осесиметричні вигини, котрі якісно і кількісно відмінні від випадку постійної товщини стінки.

Для визначення пружної взаємодії ділянок труб і муфт, з'єднаних з натягом, до цього часу застосовували формули деформацій їх стінок, отримані за моментною теорією осесиметричного навантаження циліндричних оболонок із постійною товщиною стінки [1; 2]. Щоб усе таки врахувати перемінну товщину, їх доповнювали формулами деформацій стінок і контактного тиску – формулами Ламе, які виведені за безмоментною теорією для товстостінних циліндрів, з'єднаних з натягом [1; 2].

Поряд із цим існує розв'язок задачі осесиметричного навантаження та пружних деформацій циліндричних оболонок із товщиною стінки, яка є лінійною функцією координати x вздовж осі циліндра [3; 4]. Саме цей розв'язок

For the characterization of the elastic interaction of the casing pipes and couplings connected with the strain it's necessary and possible to apply the problem solution for the walls with their linear-variable thickness. That solution results from the moments theory of the axisymmetric stress loading of the cylindrical shells. It describes the geometrics and power parameters, that work on their walls supported at the adjoining sections with the different conditions. It's important, they are found the general form of the contact pressure appeared at the joint surface and the expressions of the displacements, turnings, moments, powers in the walls, provoked by that pressure. In the aggregate all these solutions give the total characterization of the resilient strained walls status of the connected casing pipes with couplings.

використаємо для визначення пружної взаємодії двох з'єднаних з натягом коаксиальних циліндрів із лінійно змінною товщиною стінки.

1 Пружні деформації циліндра із змінною товщиною стінки

Розглянемо циліндр із товщиною стінки, лінійно змінною вздовж осі (рис. 1). Його ділянка обмежена крайовими перетинами зліва і справа, де вона оперта на суміжні ділянки. Обпирання означає, що ці ділянки з'єднані між собою та взаємно впливають одна на одну залежно від геометричних параметрів, умов навантаження і деформацій. На поверхнях циліндра ззовні та зсередини можуть діяти розподілені тиски гідравлічної чи контактної природи, які слід привести до серединної поверхні (рівновіддаленої від зовнішньої і внутрішньої). Приведений тиск $P(x)$ є осесиметричним і може бути змінним по довжині (функцією від координати x), особливо, якщо він контактний.

Відомо [4], що усі задачі, пов'язані з осесиметричною деформацією циліндричної оболонки, зводяться до розв'язання диференціального рівняння

$$\frac{d^2}{dx^2} \left(D \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + \frac{E \cdot S}{R^2} w = P(x), \quad (1)$$

$$D = \frac{E \cdot S^3}{12(1 - \mu^2)}, \quad (2)$$

де: D – жорсткість стінки при згинанні;

R – радіус серединної поверхні;

S – товщина стінки циліндра;

E і μ – модуль пружності і коефіцієнт

Пуассона матеріалу циліндра;

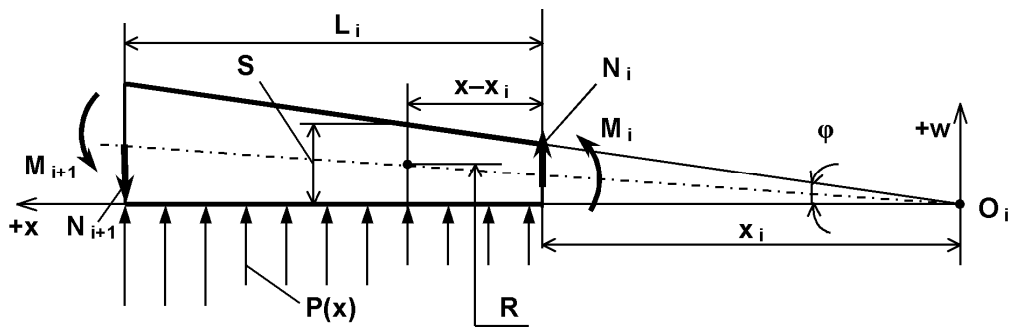


Рисунок 1 – Розрахункова схема *i*-тої ділянки циліндра із лінійно змінною товщиною стінки

w – радіальні переміщення (приріст радіуса) стінки в перетині з координатою x .

Маючи розв’язок рівняння (1) – функцію $w(x)$, за моментною теорією [1–4] можна визначити усі параметри, які характеризують пружно-деформований осесиметричний стан стінки циліндра у будь-якому поперечному перетині, зокрема – у крайових (усі параметри – розподілені по колу)

$$v = \frac{dw}{dx}, \quad M = D \frac{d^2w}{dx^2}, \quad N = \frac{dM}{dx}, \quad (3)$$

де: v – кут повороту перетину;

M – згинальний момент;

N – поперечна (перерізуюча) сила.

Оскільки товщина стінки S є лінійною функцією від координати x , то параметр D теж є функцією змінної x , а рівняння (1) – диференціальним рівнянням четвертого порядку зі змінними коефіцієнтами (на відміну від випадку постійної товщини, коли коефіцієнти є константами). Щоб отримати його розв’язок, треба початок координат (нуль) ділянки вибрати в перетині, де товщина стінки рівна нулю (див. рисунок). Тоді в перетині x (тобто на відстані x від нуля ділянки) маємо

$$S = x \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad D = \frac{E(\operatorname{tg} \varphi)^3}{12(1 - \mu^2)} \cdot x^3, \quad (4)$$

де $\operatorname{tg} \varphi = 1/32$ – тангенс кута нахилу твірної конічної поверхні до осі.

Після підстановки (4) рівняння (1) набуває вигляду

$$\frac{1}{x} \cdot \frac{d^2}{dx^2} \left(x^3 \frac{d^2w}{dx^2} \right) + \rho^4 w = \rho^4 \frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{P(x)}{x}, \quad (5)$$

де введено позначення

$$\rho = \sqrt[4]{\frac{12(1 - \mu^2)}{R^2(\operatorname{tg} \varphi)^2}}, \quad y = 2\rho\sqrt{x}. \quad (6)$$

Розв’язання однорідного рівняння (коли права частина (5) рівна нулю) дано у [3; 4]. Для цього двічі застосовують диференціальний оператор Кірхгофа, розкладають (5) на два комплексно спряжені диференціальні рівняння другого порядку, вводять нові змінні, зокрема y , і отримують диференціальне рівняння Бесселя. Його розв’язок містить лінійну комбінацію похідних від функцій Бесселя нульового порядку [3; 4]

$$w = \frac{C_1 \operatorname{ber}' y + C_2 \operatorname{bei}' y + C_3 \operatorname{ker}' y + C_4 \operatorname{kei}' y}{\sqrt{x}}, \quad (7)$$

де: ' (штрих) – позначає диференціювання по аргументу y ;

$C_1 \dots C_4$ – постійні коефіцієнти, які визначаються за крайовими умовами;

$\operatorname{ber} y, \operatorname{bei} y$ – дійсна і уявна частини функції Бесселя першого роду;

$\operatorname{ker} y, \operatorname{kei} y$ – ті ж частини модифікованої функції Бесселя другого роду.

Ці функції є у ядрі таких програмних систем, як MATLAB чи MAPLE, що робить їх чисельний розрахунок достатньо простим.

Щоб визначити параметри (3), використовують формули зв’язку між другою і першою похідними та самою функцією Бесселя [3;4]. Шляхом диференціювання функції $w(x)$ (7) отримаємо

$$v = kv(C_1 B1 + C_2 B2 + C_3 K3 + C_4 K4), \quad (8)$$

$$M = km(C_1 M1 + C_2 M2 + C_3 M3 + C_4 M4), \quad (9)$$

$$N = kn(C_1 B2 - C_2 B1 + C_3 K4 - C_4 K3), \quad (10)$$

де введено позначення коефіцієнтів

$$kw = \frac{1}{\sqrt{x}}, \quad km = \frac{E(\operatorname{tg} \varphi)^3}{12(1 - \mu^2)} \cdot \frac{\sqrt{x}}{4},$$

$$kv = \frac{\sqrt{x}}{2x^2}, \quad kn = 2\rho^2 km, \quad (11)$$

а також згруповані функції від аргументу y

$$B1 = 2\operatorname{ber}' y + y\operatorname{bei} y; B2 = 2\operatorname{bei}' y - y\operatorname{ber} y; \quad (12)$$

$$K3 = 2\operatorname{ker}' y + y\operatorname{kei} y; K4 = 2\operatorname{kei}' y - y\operatorname{ker} y;$$

$$M1 = 4B1 - y^2 \operatorname{bei}' y; M2 = 4B2 + y^2 \operatorname{ber}' y; \quad (13)$$

$$M3 = 4K3 - y^2 \operatorname{kei}' y; M4 = 4K4 + y^2 \operatorname{ker}' y.$$

Система рівнянь (7–10) із функціями (11–13) описує параметри пружно-деформованого стану стінки конусної ділянки циліндра у будь-якому перетині x – це переміщення (приріст радіуса) w , поворот v , момент M , сила N . Але вони отримані із розв’язку однорідного рівняння і тому описують цей стан тільки від геометричних і силових параметрів, які діють на ділянку у крайових перетинах стінки з боку суміжних ділянок (див. рисунок). Щоб врахувати дію розподіленого тиску $P(x)$, треба знайти частковий розв’язок диференціального рівняння (5) з правою частиною.

2 Методика визначення контактної тиску і деформації стінки циліндра під його дією

Вигляд часткового розв'язку (5) залежить від природи тиску $P(x)$. Якщо це тиск газу чи рідини і його можна вважати однаковим (постійним) в межах з'єднання, то, позначивши його P_0 , частковий розв'язок буде

$$w^* = \frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{P_0}{x}. \quad (14)$$

Величина w^* показує переміщення (приріст радіуса) стінки муфти чи труби під дією цього тиску. Внаслідок змінної товщини стінки ця дія викликає у перетині x поворот v^* і момент M^* , які знаходимо диференціюванням згідно із (3)

$$v^* = -\frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{P_0}{x^2}, \quad M^* = \frac{2P_0}{\rho^4},$$

$$\frac{d^2 w^*}{dx^2} = \frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{2P_0}{x^3}, \quad N^* = 0. \quad (15)$$

Якщо $P(x)$ – тиск стовпа рідини, то він лінійно зростає з глибиною (із збільшенням висоти стовпа) і його можна виразити так:

$$P(x) = P_0 + \gamma \cdot (x - x_0), \quad (16)$$

де: γ – густина рідини;

P_0 – тиск на поверхні рідини (наприклад, атмосферний);

x_0 – координата поверхні рідини відносно нуля ділянки;

$x - x_0$ – висота стовпа рідини.

Підставивши (16) у (14), диференціюванням отримаємо параметри для цього випадку тиску

$$w^* = \frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \left(\frac{P_0 - \gamma \cdot x_0}{x} + \gamma \right), \quad N^* = 0, \quad (17)$$

$$v^* = -\frac{R^2 (P_0 - \gamma \cdot x_0)}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot x^2}, \quad M^* = \frac{2(P_0 - \gamma \cdot x_0)}{\rho^4}.$$

Особливістю постійного чи гідравлічного тиску є те, він залишається незмінним і після деформування стінки циліндра. А контактний тиск взаємодії двох пружних циліндрів, з'єднаних з натягом, змінюється залежно від конкретної величини деформації стінки кожного із взаємодіючих циліндрів, яка у свою чергу залежить від жорсткості кожної стінки в даному перетині, особливо при змінній товщині. Разом із цим контактний тиск є осесиметричним і не змінює структуру рівнянь (1) і (5).

При застосуванні отриманих результатів до високогерметичних муфтових з'єднань обсадних труб ОТТГ неважко показати, що контактні ділянки, на яких розподілено тиск (а це ширина ущільнення і довжина різі) є співставними (одного порядку) або більшими за товщину стінок. Це означає, що при згвинчуванні муфти і труби із нормованим натягом їх стінки отримують тільки кільцеві та осові згинальні деформації, а зсувні виявляються набагато меншими і не спотворюють пружно-деформований стан з'єд-

нання. За таких умов можна прийняти (як прийнято у [1; 2]), що деформації обох циліндрів, з'єднаних з натягом, не виходять за область застосування моментної теорії, яка виражена рівняннями (1) і (5), тоді контактний тиск $P(x)$, що виникає у з'єднанні, теж задовольняє ці рівняння.

Поставимо задачу знайти загальний вигляд такого тиску $P(x)$. У першу чергу із (5) видно, що його частковий розв'язок, який формує праву частину, має бути таким:

$$w^* = \frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \cdot \frac{P(x)}{x}. \quad (18)$$

Одночасно він повинен задовольняти рівняння в цілому, а це можливо тільки тоді, коли зникає перший доданок цього рівняння

$$\frac{1}{x} \cdot \frac{d^2}{dx^2} \left(x^3 \frac{d^2}{dx^2} \left(\frac{P(x)}{x} \right) \right) = 0. \quad (19)$$

Отже, контактний тиск $P(x)$ повинен бути таким, що задовольняє сформульовану умову (19). Проведемо інтегрування рівняння (19) і отримаємо загальний вигляд

$$P(x) = K_1 \cdot x + K_2 \cdot x^2 + K_3 + K_4 \cdot x \cdot \ln x, \quad (20)$$

де $K_1 \dots K_4$ – постійні коефіцієнти, які визначаються за крайовими умовами.

Підставивши це у (18), одержимо вираз для радіальних переміщень стінки муфти чи труби під дією контактної тиску

$$w^* = \frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \left(K_1 + K_2 \cdot x + K_3 \cdot \frac{1}{x} + K_4 \cdot \ln x \right), \quad (21)$$

звідки диференціюванням згідно із (3) маємо

$$v^* = \frac{R^2}{E \cdot \operatorname{tg} \varphi} \left(K_2 - K_3 \cdot \frac{1}{x^2} + K_4 \cdot \frac{1}{x} \right),$$

$$M^* = \frac{1}{\rho^4} (2K_3 - K_4 \cdot x), \quad N^* = -\frac{K_4}{\rho^4}. \quad (22)$$

Із аналізу (20–22) випливають такі висновки. Контактний тиск $P(x)$ на ділянці з'єднання двох коаксialних циліндрів та відповідні радіальні переміщення їх стінок (21) містять чотири складові. Внаслідок лінійно змінної товщини у стінках виникає постійна поперечна сила N^* (складова з індексом 4). Вона спричинює згинальний момент M^* , лінійно залежний від координати x . Постійною складовою моменту є доданок з індексом 3. Момент M^* , сила N^* (22) і квадратична складова тиску з індексом 2 викликають поворот v^* поперечною перетину. Лінійна складова тиску з індексом 1 зумовлює тільки приріст радіуса стінки. Звернемо увагу на (22), де постійна складова контактної тиску з індексом 3 викликає такі ж складові параметрів, як і при дії постійного чи гідравлічного тиску (14–17).

Система рівнянь (21–22) описує параметри – приріст радіуса w^* , кут повороту v^* , розподілені по колу згинальний момент M^* і поперечну силу N^* , у перетині x стінки конусної ділянки муфти чи труби, які викликані дією контактної тиску, що виникає у їх з'єднанні і має

вигляд (20). Вони отримані із часткового розв'язку диференціального (5) і тому описують деформації ділянки з вільними торцями.

Щоб отримати повний пружно-деформований стан стінки конусної ділянки під дією як крайового обпирання на суміжні ділянки, так і контактного тиску у з'єднанні, необхідно і достатньо об'єднати (додати) відповідні параметри однорідного розв'язку – формули (7–10), та часткового розв'язку – формули (21–22).

3 Приведення поверхневих тисків до серединної поверхні циліндра

Отримані формули (21–22) достатньо справедливі тоді, коли товщина S стінки циліндра відчутно менша за її середній радіус R_C , а точніше, коли виконується відношення [4]

$$S/R \leq 0,1 \quad (23)$$

Перевірка з'єднань обсадних колон ОТГГ великих діаметрів засвідчує, що це відношення цілком справджується для труб, але для муфт на ділянці ущільнення складає 0,12...0,2. Тому необхідно і можливо це врахувати шляхом приведення тиску, що діє на зовнішню і внутрішню поверхню циліндра, до його серединної поверхні.

Відома формула Ламе [1;2] показує радіальне (по товщині стінки) зміщення кільцевих шарів циліндра, тому для серединної поверхні приріст радіуса від дії поверхневих тисків P_V і P_Z буде таким:

$$w_C = \frac{P_V R_V^2 - P_Z R_Z^2}{R_Z^2 - R_V^2} \cdot \frac{1 - \mu}{E} \cdot R_C + \frac{(P_V - P_Z) \cdot R_V^2 R_Z^2}{R_Z^2 - R_V^2} \cdot \frac{1 + \mu}{E} \cdot \frac{1}{R_C} \quad (24)$$

де V, Z, C – індекси, які показують належність параметра відповідно до внутрішньої, зовнішньої і серединної поверхонь циліндра.

Формули зв'язку між радіусами поверхонь і товщиною стінки [1]

$$R_Z^2 - R_V^2 = 2 \cdot (R_Z - R_V) \cdot \frac{1}{2} (R_Z + R_V) = 2 \cdot S \cdot R_C \quad (25)$$

підставимо у (24), згрупуємо доданки з одноіменними тисками і приведемо (24) до вигляду

$$w_C = \frac{P_V R_V^2}{E \cdot S} \cdot \left(\frac{1 - \mu}{2} + \frac{1 + \mu}{2} \cdot \frac{R_Z^2}{R_C^2} \right) - \frac{P_Z R_Z^2}{E \cdot S} \cdot \left(\frac{1 - \mu}{2} + \frac{1 + \mu}{2} \cdot \frac{R_V^2}{R_C^2} \right) \quad (26)$$

Позначимо такі коефіцієнти

$$k_Z = \frac{1 - \mu}{2} + \frac{1 + \mu}{2} \cdot \frac{R_Z^2}{R_C^2}; k_V = \frac{1 - \mu}{2} + \frac{1 + \mu}{2} \cdot \frac{R_V^2}{R_C^2} \quad (27)$$

Для з'єднань ОТГГ ці коефіцієнти по довжині контактних ділянок практично не змінюються внаслідок малого значення $tg\varphi$ і дуже малої зміни радіусів та їх відношень у (27). Але середні значення k_Z і k_V треба враховувати, бо для сортаменту муфт на ділянці ущільнення, де

товщина стінки найбільша, вони складають $k_Z=1,08...1,16$ і $k_V=0,85...0,92$.

Порівняння формул (26), (14) і (18), які описують переміщення серединної поверхні, показує їх однакову структуру. Більше того, у тонкостінних циліндрів радіуси поверхонь практично однакові порівняно із малою товщиною стінки, коефіцієнти (27) стають практично рівними 1, і тому формула (26) переходить у (14) або (18), як прийнято у [1; 2].

Виходячи з цього, прирівнявши (18) і (26), отримаємо формулу для приведення тисків, що діють на зовнішню і внутрішню поверхні циліндра, до його серединної поверхні через квадрати радіусів цих поверхонь і коефіцієнти (27)

$$P(x) \cdot R_C^2 = P_V \cdot R_V^2 \cdot k_V - P_Z \cdot R_Z^2 \cdot k_Z \quad (28)$$

Загалом формула (26) дає змогу уточнити межу застосування формул (14) і (18) та область визначення тонкостінних циліндрів.

Поставимо задачу з'ясувати, при яких умовах ці формули не відрізняються більше, ніж на 5%, як прийнято у інженерно-технічних розрахунках. У (14) і (18) внаслідок малої товщини стінки тиск вважають прикладеним до серединної поверхні. Формули (26) чи (24) теж розраховують переміщення цієї поверхні, але тиски тут прикладені до внутрішньої і зовнішньої поверхонь. Зв'язок між радіусами цих поверхонь такий [1]:

$$R_Z = R_C + \frac{1}{2} S, \quad R_V = R_C - \frac{1}{2} S \quad (29)$$

Підставимо їх у (26) і винесемо R_C за дужки

$$w_C = \frac{P_V R_C^2}{E \cdot S} \left(1 - \frac{S}{2R} \right)^2 \left(\frac{1 - \mu}{2} + \frac{1 + \mu}{2} \left(1 + \frac{S}{2R} \right)^2 \right) - \frac{P_Z R_C^2}{E \cdot S} \left(1 + \frac{S}{2R} \right)^2 \left(\frac{1 - \mu}{2} + \frac{1 + \mu}{2} \left(1 - \frac{S}{2R} \right)^2 \right) \quad (30)$$

Щоб перейти до розрахунків за середніми радіусами, а різниця між (30) і (14) чи (18) була би менша за 5%, добуток дужок у (30) повинні бути менші за 1,05 або більші за 0,95. У загальному випадку при $\mu=0,3$ ця умова, яка визначає тонкостінність циліндра, виконується при відношенні

$$S/R \leq 0,128 \quad (31)$$

При виконанні умови (23) різниця між формулами (30) і (14) чи (18) менша за 3,8%, а при зменшенні товщини стінки удвічі ця різниця стає меншою за 1,9%.

Висновки

Для визначення пружної взаємодії обсадних труб і муфт, з'єднаних з натягом, необхідно і можливо застосувати розв'язок задачі для стінок лінійно змінної товщини, отриманий за моментною теорією осесиметричного навантаження циліндричних оболонок. Він описує геометричні і силові параметри, які діють у таких стінках від обпирання на суміжні ділянки з іншими умовами.

Важливо, що знайдені загальний вираз контактної тиску, який виникає на поверхні

з'єднання труби і муфти, і відповідні параметри (переміщення, повороти, моменти, сили), які викликає цей тиск у їх стінках. В сукупності це дає повний опис пружно-деформованого стану стінок труби і муфти у з'єднанні.

Література

1. Мочернюк Д.Ю. Исследование и расчет резьбовых соединений труб, применяемых в нефтедобывающей промышленности. – М.: Недра, 1970. – 136 с.

силы тертя у першому наближенні. Відтак послідовно вносять поправки в попередньо знайдені

2. Билик С.Ф. Герметичность и прочность конических резьбовых соединений труб нефтяного сортамента. – М.: Недра, 1981. – 362 с.

3. Флюгге В. Статика и динамика оболочек. – М.: Госстройиздат, 1961. – 326 с.

4. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. – М.: Наука, 1966. – 636 с.

УДК 622.276

МЕТОДИКА УТОЧНЕНОГО РОЗРАХУНКУ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННИХ МЕХАНІЗМІВ КОМПРЕСОРІВ І НАСОСІВ

М.С.Воробйов, В.М.Воробйов

ІФНТУНГ, 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел. (03422) 42342,
e-mail: public@nuing.edu.ua

Приводится процедура силового расчёта кривошипно-ползунных механизмов привода компрессоров и насосов с прямым учётом сил Кулонова трения. Показаны достоинства предлагаемой методики.

The procedure of calculation of crank-slider mechanisms of a compressors and pumps gear with the direct account of the Kulonov friction forces is resulted. The advantages of an offered method are shown.

При аналізі та синтезі механічної частини компресорів і поршневіх насосів за традиційною методикою беруться до уваги лише сумарні поршневі сили та сили інерції, а сили тертя в кращому випадку побічно враховуються механічним коефіцієнтом корисної дії (ККД). Останній вважається постійним (у вигляді добутку 0.95×0.92 , де 0.95 – ККД кривошипно-індикаторного механізму [1], а 0.92 – ККД поршнів і сальників). Однак відомо [2], що ККД таких механізмів є функцією положення колінчастого вала, оскільки сили, що діють на елементи кінематичних пар, є функціями положення механізму.

Нехтування змінним впливом сил тертя при розрахунках зумовлює невпевненість конструктора при виборі параметрів кривошипно-повзунного механізму для вказаних типів машин, а тому і використання на стадії проектування великих запасів міцності, приймаючи напруження пониженого рівня. Внаслідок цього конструкції вказаних машин створюються громіздкими та дорогими, які до того ще й потребують в процесі експлуатації завищених витрат на підтримку їх працездатного стану.

Загальна механіка машин пропонує, як правило, проводити силовий розрахунок таких механізмів наближеним методом [3], який базується на послідовному визначенні реакцій у кінематичних парах, а вже по них сил Кулонова тертя. Спочатку визначають тиски в кінематичних парах та величини зрівноважуючих сил без врахування сил тертя, а за ними – знаходять

значення реакцій та зрівноважуючих сил, а за ними уточнюють сили тертя. Цей процес здійснюється ітераційно доти, поки не будуть отримані практично сталі їх значення. Такий метод не завжди дає позитивні результати. Наприклад, він повністю непридатний при кінетостатичному аналізі механізму в положеннях, близьких до самозаклинювання.

У даній роботі пропонується методика прямого врахування сил тертя у рівняннях кінетостатики поршневіх насосів і компресорів. Причому з метою досягнення найбільшого узагальнення розглядається їх привод на базі дезаксіальних кривошипно-повзунних механізмів.

Приймаємо, що:

– лінія дії сили корисного опору проходить через точку В (рис. 1);

– центр мас повзуна співпадає з точкою В;

– коефіцієнти тертя ковзання в кінематичних парах O_1, A, B та C різні ($f_0 \neq f_A \neq f_B \neq f_C$) та не залежать як від відносних швидкостей ковзання елементів кінематичних пар, так і питомих тисків на ці елементи;

– пружність ланок та зазори в кінематичних парах не враховуються;

– розподіл питомих тисків на поверхнях кінематичних пар є лінійним.

Кінетостатичний розрахунок проводимо у такій послідовності.

Для структурної групи ланок 2-3 (рис. 2) складаємо систему з п'яти рівнянь