

## ЩОДО АНАЛІЗУ РОЛИКОВОГО ОБЕРТАЧА СЕКЦІЙ ТРУБ

М.С.Воробйов

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

Викладено методіку вдосконаленої оцінки нерівномірності обертання секцій труб та уточненого визначення крутного моменту сил приводного двигуна. В основу методіки покладено врахування більш реальної не ідеальності форми труб і принцип прямої залежності ковзання в кінематичній парі «ролик-труба» від зміни реакції.

Ключові слова: секція труб, поздовжній шов труби, дезаксіал, кінетична енергія, коефіцієнт нерівномірності обертання, сила тертя, ковзання

Изложена методика усовершенствованной оценки неравномерности вращения секций труб и уточненного определения крутящего момента сил приводного двигателя. В основу методики положены учёт реальной неидеальности формы труб в секции и принцип прямой зависимости скольжения в кинематической паре «ролик – труба» от изменения реакции.

Ключевые слова: секция труб, продольный шов трубы, дезаксиал, кинетическая энергия, коэффициент неравномерности вращения, сила трения, скольжение

The method of the improved estimation of unevenness of rotation of sections of pipes and specified determination of twisting moment of forces of privodnogo engine is expounded in the article. In basis methods are fixed account of unideality of form of pipes in sections and principle of direct dependence sliding in a kinematics pair «roller is a pipe» from the change of reactions.

Keywords: section of pipes, longitudinal guy-sutures of pipe, dezaxial, kinetic energy, coefficient of unevenness of rotation, force of friction, sliding

Відомо [1], що у процесі автоматичного зварювання під шаром флюсу обертових стиків якість кільцевого шва напряму залежить від рівномірності обертання секцій труб, яка формує швидкість зварювання. Це пов'язане з тим, що збудження від зміни швидкості безпосередньо змінює довжину дуги, що призводить до відповідної зміни напруги та струму. Вона впливає на глибину та форму провару, частки основного металу в металі шва, його хімічному складі, на механічних властивостях і величині «підсилення» шва. Тобто знижує якість зварного з'єднання за рахунок появи таких дефектів, як непровар кромок, підрізи, напливи, перехоплення, перетяжки, пропали тощо. Причинами ж нерівномірності обертання в роликкових обертачах є овальність труб в зоні контакту з роликами, наявність поздовжнього шва, недостатня У даній статті розглядається комплексний вплив чинників на рівномірність обертання секцій труб та потужність приводного двигуна.

жорсткість механічної характеристики приводного двигуна, ексцентричність центру мас секцій труб. Наприклад, сумарний ексцентриситет  $\xi$  може сягати 28 мм.

У роботах [1, 2] висвітлено деякі питання аналізу впливу роликкових обертачів на якість такого зварювання. Однак це зроблено з врахуванням тільки окремих чинників на базі спрощених моделей без врахування конструктивної специфіки привода. Обґрунтувань же потрібної потужності двигуна як для аналізу, так і для синтезу в цих роботах немає.

Приймаємо, що маса рівномірно розподілена вздовж секції; радіуси усіх роликів однакові; переріз труби має форму еліпса з півосями згідно ГОСТ 2308-68 залежно від номінального діаметра труб

$$D_n : a^* = 0,5D_n + 1,05(0,05D_n + 2),$$

$$b^* = 0,5D_n - 1,05(0,05D_n + 2);$$

обертач має симетрично розташовані ролики з однаковим радіусом  $r$  відносно вертикалі та відноситься до односекційних – здійснює обертання секції труб з одного кінця; січенням поздовжнього шва є коло радіусом  $r_{ш}$ .

На рис. 1 зображено схему такого обертача. У ньому велика піввісь дорівнює  $a = a^* + r = \xi + r$ , а мала –  $b = b^* + r$ , переріз поздовжнього шва розташований на подовженні більшої осі еліпса. Нерухома система координат  $Ox_0y_0$  зв'язана з центром в  $O$  номінального округлого перерізу нерухомої секції труб, а рухома система координат  $O_1x_1y_1$  – із рухомою секцією труб.

Рівняння перетворення координат відповідних точок під час контакту роликів з нульовим радіусом поза зоною перерізу еквідістентного профілю поздовжнього шва секції мають вигляд

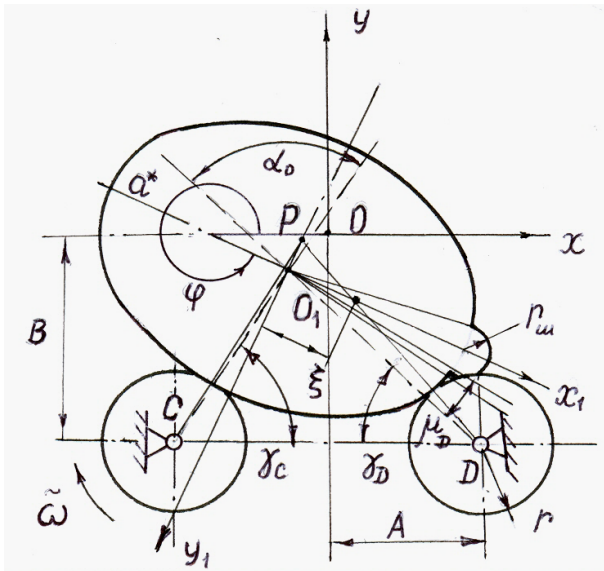


Рисунок 1 – Схема обертача

$$\begin{aligned}
 A &= x_{01} + x_{D1} \cos \varphi - y_{D1} \sin \varphi; \\
 -A &= x_{01} + x_{C1} \cos \varphi - y_{C1} \sin \varphi; \\
 -B &= y_{01} + x_{D1} \sin \varphi + y_{D1} \cos \varphi; \\
 -B &= y_{01} + x_{C1} \sin \varphi + y_{C1} \cos \varphi; \\
 \left(\frac{x_{D1}}{a}\right)^2 + \left(\frac{y_{D1}}{b}\right)^2 &= 1, \\
 \left(\frac{x_{C1}}{a}\right)^2 + \left(\frac{y_{C1}}{b}\right)^2 &= 1.
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Їх розв'язком є вирази:

$$\begin{aligned}
 x_{01} &= b\sqrt{1 - A^2 a^{-2} \cos^2 \varphi} \sin \varphi; \\
 y_{01} &= -B - A \operatorname{tg} \varphi - \frac{b}{a} \sqrt{a^2 \cos^2 \varphi - A^2}, \\
 x_{D1} &= -x_{C1} = A \sec \varphi; \\
 y_{D1} &= y_{C1} = b\sqrt{1 - \sec^2 \varphi}.
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

При торканні поздовжнього шва в точці  $D$ , замість п'ятого рівняння системи (1) отримаємо рівняння

$$x_{D1}^2 + y_{D1}^2 = (r + r_u)^2,$$

а при такому ж торканні в точці  $C$  замість шостого рівняння вказаної системи рівнянь буде рівняння

$$x_{C1}^2 + y_{C1}^2 = (r + r_u)^2.$$

Проведемо нормалі в точках  $D_1$  і  $C_1$  та знайдемо координати їх точки перетину  $P$  у нерухомій системі координат:

$$\begin{aligned}
 x_p &= x_{01} + \frac{a^2 \cos \varphi}{(a^2 + b^2)y_{C1}^{-1} + (a^2 - b^2)y_{D1}^{-1}} + \\
 &+ \frac{b^2 y_{C1}}{a^2 + b^2} \sin \varphi;
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

$$\begin{aligned}
 y_p &= y_{01} + \frac{a^2 \sin \varphi}{(a^2 + b^2)y_{C1}^{-1} + (a^2 - b^2)y_{D1}^{-1}} - \\
 &- \frac{b^2 y_{C1}}{a^2 + b^2} \cos \varphi.
 \end{aligned}$$

Тоді відстані від точок  $D$  і  $C$  до точки  $P$  розраховуватимуться за формулами

$$\begin{aligned}
 DP &= \sqrt{(x_p - A)^2 + (y_p + B)^2}; \\
 CP &= \sqrt{(x_C + A)^2 + (y_{p+B})^2},
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

а кут між ними

$$\alpha_0 = \arccos \frac{DP^2 + CP^2 - 4A^2}{2DP \times CP}.$$

Оскільки односекційний обертач має два ступеня свободи, він відноситься до статично невизначених систем. Внаслідок однакової частоти обертання приводних роликів переферійні лінійні швидкості секції труб в точках торкання будуть різними, тому рух її буде відбуватися по одному з наступних випадків.

1. По ролику в точці  $D$  секція труб перекочується без ковзання, а по іншому ролику (в точці  $C$ ) - ковзає внаслідок рівності її лінійної швидкості в точці  $D$  швидкості ролика та перевищення в точці  $C$ .

2. Ролик у точці  $D$  пробуксовує, а ролик у точці  $C$  проковзує внаслідок того, що швидкість ролика в точці  $D$  менша за швидкість секції, але більша за швидкість ролика в точці  $C$ .

3. Ролик в точці  $D$  буксує по секції, а ролик в точці  $C$  перекочується без ковзання внаслідок рівності лінійної швидкості в точці  $C$  швидкості секції труб та перевищення її в точці  $D$ .

4. Обидва ролики буксують по секції труб внаслідок перебільшення її швидкості за швидкості обох роликів у точках контакту, яке спричиняє перевищення моменту сил ваги секції за моменти тягових сил.

При зростанні від нуля потрібного тягового зусилля  $F_t$ , яке підтримує обертання секції труб, рух роликів буде змінюватися переходом від випадку 1 до випадку 4, а саме: при  $F_t < R_D f_D - R_C f_C$ , рух буде відбуватися за випадком 1; при  $F_t = R_D f_D - R_C f_C$  рух буде відбуватися за випадком 2; при  $F_t > R_D f_D - R_C f_C$  рух буде відбуватися за випадком 3, при  $F_t = R_D f_D + R_C f_C$  рух відбудеться за випадком 4.

Розв'яжемо вказану статичну невизначеність, використовуючи гіпотезу [3]: у контакті кочення ковзання  $S$  зростають у міру збільшення сили, яка передається через контактні поверхні  $S = \nu R$ ,  $\nu$  – коефіцієнт пропорційності, який має розмірність  $H^{-1}$ . У нашому випадку ковзання у точках  $D$  і  $C$  у випадку чотири будуть нерівними як за геометричними, так і за мікроковзуючими  $\varepsilon$  складовими:

$$S_D = \frac{\omega r - \dot{\varphi}(PD - r)}{\omega r} - \varepsilon_D;$$

$$S_C = \frac{\omega r - \dot{\varphi}(PC - r)}{\omega r} - \varepsilon_C.$$

На рис. 2 зображено результати апроксимації залежності коефіцієнтів тертя від ковзань  $S_D$  і  $S_C$ . З рис. 2 видно, що уявні коефіцієнти тертя можна виразити так:

$$f_D = S_D \operatorname{tg} \beta_D; f_C = S_C \operatorname{tg} \beta_C.$$

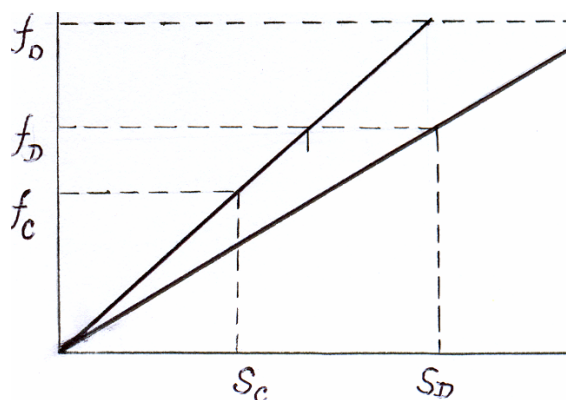


Рисунок 2 – Залежність коефіцієнтів тертя від ковзання

Підставляючи  $S_D$  і  $S_C$  через відповідні коефіцієнти тертя та реакції, отримуємо

$$\frac{f_D \nu R_D}{f_0} = \frac{\omega r - \dot{\varphi}(PD - r)}{\omega r} - \varepsilon_D;$$

$$\frac{f_C \nu R_C}{f_0} = \frac{\omega r - \dot{\varphi}(PC - r)}{\omega r} - \varepsilon_C,$$

де  $f_0$  – статичний коефіцієнт тертя.

Тоді для сил тертя у фрикційних кінематичних парах будемо мати, з врахуванням використання для таких обертачів електродвигунів постійного струму паралельного збудження з механічною характеристикою

$$M_\delta = M_0 + H\omega;$$

$$F_{mD} = \frac{\left[ 1 - \dot{\varphi} H r^{-1} (PD - r) (M_0 - M_\delta)^{-1} - \varepsilon_D \right] f_0}{\nu};$$

$$F_{mC} = \frac{\left[ 1 - \dot{\varphi} H r^{-1} (PC - r) (M_0 - M_\delta)^{-1} - \varepsilon_C \right] f_0}{\nu},$$

де:  $H = \frac{M_H}{\omega_0 - \omega_H}$  – коефіцієнт пропорційності,  $k_2 C^{-1}$ ;

$$M_0 = \frac{M_H}{\omega_0 - \omega_H};$$

$\omega, \omega_0, \omega_H$  – відповідно біжуча, холостого ходу та номінальна кутова швидкість ротора електродвигуна.

Для отримання рівняння руху обертача використаємо закон зміни кінетичної енергії, припускаючи, що вплив опору моментів тертя кочення є незначним порівняно з іншими моментами сил:

$$0,5 \left\{ \dot{\varphi}^2 \left[ J + G g^{-1} \left( \left( \frac{dx_{01}}{d\varphi} \right)^2 + \left( \frac{dy_{01}}{d\varphi} \right)^2 \right) \right] + \omega^2 (4J_p + J_\delta) \right\} =$$

$$= f_0 \varphi \nu^{-1} \left\{ \left[ 1 - \dot{\varphi} (PD - r) (\omega r)^{-1} - \varepsilon_D \right] \operatorname{sign}_1 + \left[ 1 - \varepsilon_C - \dot{\varphi} (PC - r) (\omega r)^{-1} \right] \operatorname{sign}_2 \right\} + G(x_{01} + \xi \cos \varphi - A),$$

де  $J_p, J_\delta$  – моменти інерції відповідно ролика та ротора електродвигуна.

Тут  $\operatorname{sign}_1$  має значення «-1» при  $0,5\pi > \varphi > 1,5\pi$  і знак «+1» при оберненому співвідношенні, а  $\operatorname{sign}_2$  – навпаки.

Потрібний обертовий момент рушійних сил двигуна, наприклад, для випадку 1 можна визначити за формулою

$$M_\delta = M_0 - H\Phi, \quad (4)$$

де  $\Phi_1 = 2\sqrt[3]{\rho} \cos(\theta/3)$ ;  $\Phi_2 = 2\sqrt[3]{\rho} \cos(\theta/3 + 2\pi/3)$ ;

$$\Phi_3 = 2\sqrt[3]{\rho} \cos(\theta/3 + 4\pi/3);$$

$$\rho = \sqrt{-P^3/27}; \quad \cos \theta = -q/(2p);$$

$$p = 2 \left\{ 0,5 \left[ J + G g^{-1} \left( \left( \frac{dx_{01}}{d\varphi} \right)^2 + \left( \frac{dy_{01}}{d\varphi} \right)^2 \right) \right] \dot{\varphi}^2 - f_0 \varphi \nu^{-1} (\varepsilon_C - \varepsilon_D) + G(x_{01} - A + \xi \cos \varphi) \right\} \times$$

$$\times r^{-1} (4J_p + J_\delta);$$

$$q = 2f_0 \varphi \dot{\varphi} (PC - PD) (\nu (4J_p + J_\delta))^{-1}.$$

З трьох розв'язків потрібно використати найменше значення  $\Phi$ .

Якщо знехтувати незначним впливом моментів інерції роликів та ротора електродвигуна у порівнянні з моментом інерції секції труб, тоді момент рушійних сил електродвигуна мо-

Таблиця 1 – Аналіз коефіцієнта нерівномірності обертання

$D_n, \text{м}$	$\varphi, \text{рад}$	$\omega, \text{с}^{-1}$	$\xi, \text{м}$	$q, \text{Нм}^{-1}$	$f_0$	$t_n, 10^{-3} \text{м}$	$\varepsilon$	$\delta$
0,72	0...2	0,042	0,027	1578	0,9	9	0,02...0,01	0,792
1,02	0...2	0,085	0,018	2491	0,15	10	0,02...0,01	0,848
1,02	0...2	0,042	0,027	2737	0,9	11	0,02...0,01	0,842
1,62	0...2	0,085	0,018	5545	0,15	14	0,02...0,01	0,987
1,62	0...2	0,042	0,018	6325	0,9	16	0,02...0,01	1,003

жна визначити для першого випадку вказаної взаємодії формулою

$$M_\delta = M_0 - H \left\{ 2f_0 \varphi \dot{\varphi} (PC - PD) \nu^{-1} \right\} \times \\ \times \left\{ 2 \left[ r f_0 \varphi \nu^{-1} (-\varepsilon_D + \varepsilon_C) + G(x_{01} - A + \xi \cos \varphi) \right] + \right. \\ \left. + \dot{\varphi}^2 \left( J + \left( \frac{dx_{01}}{d\varphi} \right)^2 + \left( \frac{dy_{01}}{d\varphi} \right)^2 \right) \right\}^{-1}.$$

Кутову швидкість обертання секції труб для даного випадку взаємодії ролика із секцією труб можна визначити за такою спрощеною формулою, якщо вважати, що електродвигун має підвищену потужність:

$$\dot{\varphi} = \left\{ n(\varphi) \pm [n^2(\varphi) - m(\varphi)L(\varphi)]^{0,5} \right\} m^{-1}(\varphi), \quad (5)$$

де:  $n(\varphi) = f_0 \varphi (\nu)^{-1} (PC - PD)$ ;

$$m(\varphi) = H^{-1} (M_\delta - M_0) \times \\ \times \left\{ J + \left[ \left( \frac{dx_{01}}{d\varphi} \right)^2 + \left( \frac{dy_{01}}{d\varphi} \right)^2 \right] Gg^{-1} \right\};$$

$$L(\varphi) = \left\{ 2 \left[ r f_0 \varphi \nu^{-1} (\varepsilon_C - \varepsilon_D) + G(x_{01} - A + \xi \cos \varphi) \right] \right\}$$

Аналогічні формули можна вивести і для інших випадків вказаної взаємодії.

Координати  $O_1$  залежать від того, якою частиною перерізу труба торкається роликів. Тому процес взаємодії секції труб з вхідними роликами можна розбити на такі чотири фази, якщо секція обертається проти годинникової стрілки.

1 При обертання секції труб на кут у межах  $2\pi - \gamma_D + \mu_D \leq \varphi \leq \pi - \mu_C + \gamma_C$  обидва ролики будуть взаємодіяти по еліптичній частині перерізу труби.

2 При обертання секції труб на кут у межах  $\pi - \mu_C + \gamma_C \leq \varphi \leq \pi + \mu_C + \gamma_C$  ролик у точці  $C$  буде взаємодіяти з перерізом поздовжнього шва труби.

3 При обертання секції труб на кут у межах  $\pi + \mu_C + \gamma_C \leq \varphi \leq 2\pi - \mu_D - \gamma_D$  обидва ролики знов будуть взаємодіяти з еліптичною частиною перерізу труби.

4 При обертання секції труб на кут у межах  $2\pi - \mu_D - \gamma_D \leq \varphi \leq 2\pi - \gamma_D + \mu_D$  ролик у то-

чці  $D$  буде взаємодіяти з перерізом з поздовжнього шва труби.

Кути, які фігурують у цих межах, визначаються так:

$$\gamma_D = \arcsin \left\{ \frac{O_1 D}{2A} \sin \alpha_0 \right\};$$

$$\gamma_C = \arcsin \left\{ \frac{O_1 C}{2A} \sin \alpha_0 \right\};$$

$$\mu_D = \arccos \left\{ \left[ O_1 D^2 - 0,5r \frac{(r+r_{uu})^2 + O_1 D^2 - a^{*2}}{r+r_{uu}} \right] \times \right.$$

$$\left. \times \left[ O_1 D \sqrt{r^2 + O_1 D^2 - r \frac{(r+r_{uu})^2 + O_1 D^2 - a^{*2}}{r+r_{uu}}} \right]^{-1} \right\};$$

$$\mu_C = \arccos \left\{ \left[ O_1 C^2 - 0,5r \frac{(r+r_{uu})^2 + O_1 C^2 - a^{*2}}{r+r_{uu}} \right] \times \right.$$

$$\left. \times \left[ O_1 C \sqrt{r^2 + O_1 C^2 - r \frac{(r+r_{uu})^2 + O_1 C^2 - a^{*2}}{r+r_{uu}}} \right]^{-1} \right\};$$

$$O_1 D = \sqrt{(A - x_{01})^2 + (B - y_{01})^2};$$

$$O_1 C = \sqrt{(A + x_{01})^2 + (B - y_{01})^2};$$

$$\alpha_0 = \arccos \left[ \frac{(DO_1^2 + CO_1^2 - 4A^2) DO_1^{-1} CO_1^{-1}}{2} \right].$$

Для прикладу в таблиці 1 наведено результати аналізу коефіцієнта нерівномірності обертання  $\delta$  для секцій овальними ділянками труб довжиною  $L = 36$  м різних номінальних діаметрів  $D_n$ , товщини  $t_n$  та погонної ваги  $q$ .

При врахуванні проходу поздовжнього шва по роликах  $\delta$  для труб  $D_n = 0,72$  м складає 1,58, а для труб  $D_n = 1,62$  м - 1,974, тобто секція труб обертається майже із зупинкою. При цьому на мить ролик косо вдаряється у шов, стрибкоподібно переспрягаючись. Для уникнення цього потрібно у поперечному перерізі перехід шва з іншою частиною труби виконати по угнутій кривій, радіус якої є рівним або більшим за радіус ролика.

**Висновки**

1 Встановлено чотири можливих випадки взаємодії приводних роликів односекційного фрикційного обертача із секцією труб, у тому числі і на ділянці з поздовжнім швом.

2 При стохастичному розподілі похибок форми труб в секціях та їх розмірів під час аналізу нерівномірності обертання потрібно приймати найгірший варіант – у перерізі труби поздовжній шов розташовується на подовженні більшого розміру овальності. Перетворенням координат можна аналітично описати рух центру перерізу труби над секційно-приводними роликами.

3 У процесі уточненого аналізу закону руху секції труб потрібно враховувати статичну невизначеність односекційного обертача. У першому наближенні її можна розв'язати, приймаючи пряму залежність ковзання у фрикційній парі «приводний ролик – труба» від зусилля, що передається.

4 Встановлено, що чим більше номінальний діаметр труб, тим менш рівномірно обертається їх секція.

5 Обґрунтоване визначення потужності приводного електродвигуна можна перевірити на кожному з випадків взаємодії роликів із секцією труб за допомогою формул, аналогічних з формулами (4), (5).

**Література**

1 Гаген Ю.Г. Вращатели труб, применяемые при сварке магистральных и промышленных трубопроводов / Ю.Г. Гаген, Н. С.Воробьев. – М.: НИПИЭСУнефтегазстроя, – 48 с.

2 Влияние продольного шва трубы на равномерность вращения секций труб / Гаген Ю.Г., Воробьев Н.С., Журавлев Ю.В. и др.// Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений. – 1974. – №11. – С. 116–118.

3 Фазекаш Ж. О качении / Ж. Фазекаш // Труды американского общества инженеров-механиков. – 1974. – №1. – С. 265.

*Стаття поступила в редакційну колегію*

*15.10.09*

*Рекомендована до друку професором*

*Шлапаком Л.С.*