

ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РОБОТИ ЦІВКОВОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗМІШУВАЧІВ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ РОЗЧИННИХ СУМІШЕЙ

Досліджено параметри, які впливають на плавність роботи цівкового зачеплення. Визначено кількість зубців ведучого та веденого коліс, що забезпечує оптимальне значення коефіцієнта торцевого перекриття. Проаналізований вплив розрахункового і робочого діаметрів цівки на характеристики передачі, яка застосовується у складі привода шнекового змішувача.

Ключові слова: розчинозмішувач, цівкова зубчаста передача, цівкова шестірня, цівкове зубчасте колесо, цівка.

Исследованы параметры, влияющие на плавность работы цевочного зацепления. Определено число зубьев ведущего и ведомого колес, которое обеспечивает оптимальное значение коэффициента торцевого перекрытия. Проанализировано влияние расчетного и рабочего диаметров цевки на характеристики передачи, которая используется в составе привода шнекового смесителя.

Ключевые слова: растворосмеситель, цевочная зубчатая передача, цевочная шестерня, цевочное зубчатое колесо, цевка.

The pin gear softness parameters are investigated. The trundle and lantern teeth gear number, which provides optimum value engagement factor, are defined. The calculated and working spool diameter effect to transfer characteristics was analyzed. The pin gear was used as a part of screw mixer drive.

Keywords: mortar-mixer, pin gear, trundle, lantern gear, spool.

Постановка проблеми. Для приготування будівельних розчинних сумішей безпосередньо на будівельних майданчиках при незначних обсягах робіт доцільним є використання малогабаритних змішувачів чи змішувальних установок з об'ємом готового замісу в середньому до 500 літрів [1]. Вони характеризуються незначним рівнем енергоспоживання та високою ефективністю змішування компонентів. Вартість отриманої будівельної розчинної суміші в такому випадку є значно нижчою, а якість вищою порівняно із привезеним на майданчик товарним розчином. В Україні відсутній серійний випуск обладнання даного типу, а існуючі конструкції є або дуже застарілими, або закордонного виробництва. Останні, до речі, мають високу вартість, що суттєво стримує їх упровадження на об'єктах малого будівництва.

Аналіз останніх досліджень і виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується стаття. Застосування змішувальних установок із різними типами привода робочих органів для приготування будівельних розчинних сумішей є актуальним під час будівництва котеджів [1 - 5]. У низці конструкцій приводів модельного ряду змішувачів застосовується цівкова передача, наявність якої суттєво спростила конструкцію опорних вузлів корпусів змішувачів. До недоліків передачі можна віднести складність її виготовлення в умовах невеличкої майстерні, наявність спеціального металорізального обладнання. Також обмеженими є відомості про теоретичні дослідження цівкової передачі, а її

застосування у приводі шнекового змішувача авторами статті здійснено вперше.

Формулювання цілей статті. У попередній роботі [6] з урахуванням даних роботи [7] було проведено теоретичні розрахунки геометричних параметрів епіциклоїдального цівкового зачеплення шнекового змішувача, що працює в середовищі будівельної розчинної суміші. Але не було приділено уваги дослідженню впливу геометричних параметрів на ефективність роботи цівкового зачеплення змішувачів для приготування будівельних розчинних сумішей, чому і присвячується дана стаття.

Виклад основного матеріалу. На плавність роботи цівкової передачі впливає величина коефіцієнта торцевого перекриття. Для його розрахунку позначимо радіус кола виступів зубчастого колеса 2 через r_{2e} (рисунок 1, а, б, в), а кут повороту цівкового колеса 1, що відповідає кінцю зачеплення, – через φ_{1e} . Нехай x_e, y_e – координати крайньої точки лінії зачеплення при $\varphi_1 = \varphi_{1e}$.

Ураховуючи координатну форму (5) [6] переходу від системи S до S_2 , маємо наступне:

$$r_{2e}^2 = (r_2 + y_e)^2 + x_e^2. \quad (1)$$

Використовуючи рівняння (2) [6], після перетворення отримаємо, що

$$\sin^2 \frac{\varphi_{1e}}{2} - \frac{r_2(r_2 + 2r_1)}{2r_1(r_2 + r_1)} \sin \frac{\varphi_{1e}}{2} + \frac{r_2^2 + r_2^2 - r_{2e}^2}{4r_1(r_1 + r_2)} = 0. \quad (2)$$

З рівняння (2) знаходимо φ_{1e} – кут повороту колеса із цівками від початку до кінця зачеплення.

Приблизне значення коефіцієнта перекриття обчислюється за формулою

$$\varepsilon = \frac{\varphi_{1e} \cdot z_1}{2\pi}, \quad (3)$$

де z_1 – кількість цівок колеса.

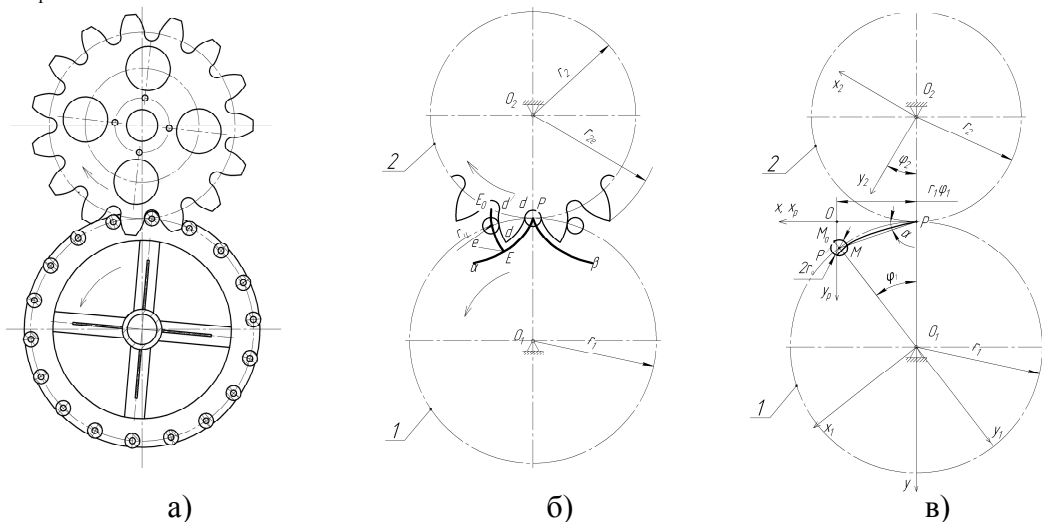


Рисунок 1 – Цівкове зачеплення: а – вигляд загальний; б – спосіб утворення; в – визначення лінії зачеплення PM

Точне значення коефіцієнта перекриття враховує положення нижньої точки активного профілю зуба колеса і визначається залежністю

$$\varepsilon = \frac{\varphi_{2e} - \varphi_{2p}}{\theta_2}, \quad (4)$$

де $\theta_2 = 2\pi/z_2$ – кутовий крок зубців колеса.

Уведемо поняття коефіцієнта висоти зуба цівкової передачі, який визначається за такою залежністю:

$$k_h^3 = \frac{r_{2e} - r_2 + r_u}{r_u} \quad (5)$$

Дослідження цівкової передачі зовнішнього зачеплення, що використовується у складі привода шнекового змішувача [4] із коефіцієнтом $k_h^3 = 3,43$, свідчить про задовільні значення коефіцієнта перекриття при невеликій кількості зубців зубчастого колеса. Проведений аналіз показав, що мінімальна кількість зубців z_2 та цівок z_1 , при якій забезпечується більша від одиниці величина коефіцієнта торцевого перекриття, становить 15 і 10 відповідно (рисунок 2).

Товщина зуба S_a на головці зубчастого колеса не повинна бути меншою від нуля. Вона визначається центральним кутом γ_{2a} , тобто як різниця кутового кроку за колом вершин та кута, що відповідає западині (рисунок 3),

$$\gamma_{2a} = \theta_2 - \gamma_a, \quad (6)$$

де θ_2 – коловий крок зубців колеса; $\operatorname{tg} \frac{\gamma_a}{2} = \frac{x_{2a}}{y_{2a}}$; x_{2a} , y_{2a} – координати точки перетину профілю зоба з колом вершин.

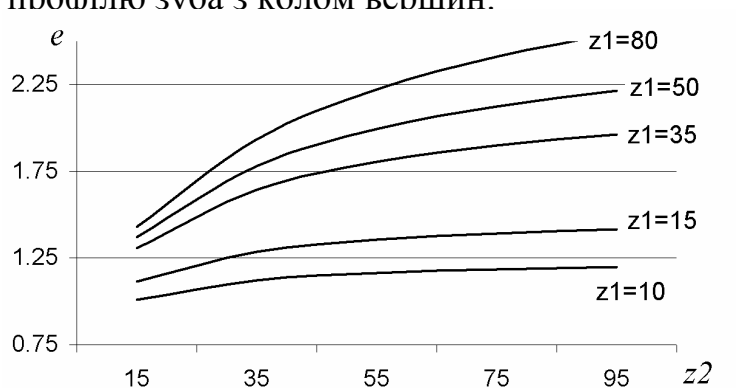


Рисунок 2 – Залежність коефіцієнта перекриття цівкової передачі від кількості зубців і цівок ведучого та веденого коліс

Товщину зуба на головці визначимо за формулою

$$S_a = r_{2a} \cdot \gamma_{2a} \quad (7)$$

Підставимо у формулу (7) значення (6), отримаємо

$$S_a = r_{2a} \cdot \left(\frac{2\pi}{z_2} - 2 \operatorname{arctg} \left(\frac{x_{2a}}{y_{2a}} \right) \right) \quad (8)$$

Профілі зубців колеса, що застосовуються в реальних передачах, дещо відрізняються від теоретичних профілів зубців. Отримання рівняння зачеплення в дійсному вигляді є ускладненим. У даному випадку визначення характеристик передачі доцільно виконувати дискретним способом.

Нехай відома точка профілю B із координатами x_2 , y_2 (рисунок 4). Довжина радіус-вектора, що проведений до даної точки із центра колеса, дорівнює

$$O_2B = \sqrt{x_2^2 + y_2^2} \quad (9)$$

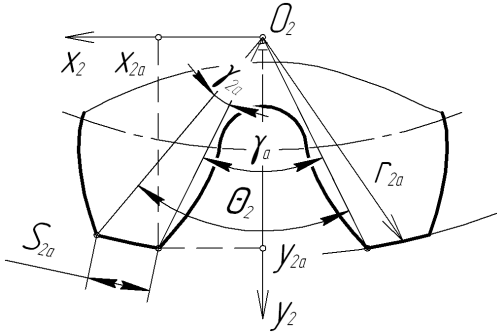


Рисунок 3 – Товщина зуба при вершині зубчастого колеса

Координати центра цівки (точка L) у рухомій системі координат $x_2O_2y_2$

$$x_{2L} = x - r_u \cos \alpha, \quad y_{2L} = y + r_u \sin \alpha, \quad (10)$$

де α – кут нормалі до профілю.

Координати центра цівки в нерухомій системі координат xPy

$$x_L = \sqrt{r_c^2 - y_2^2}, \quad y_L = \frac{r_L^2 - r_2^2}{2(r_1 + r_2)}, \quad (11)$$

де $r_L = \sqrt{x_{2L}^2 + y_{2L}^2}$ – довжина радіус-вектора, що проведений до центра цівки в контактї із заданою точкою B .

Фаза зачеплення φ_2 зубчастого колеса в момент контакту

$$\varphi_2 = \arctg\left(\frac{y_L}{x_L}\right) - \arctg\left(\frac{y_{2L}}{x_{2L}}\right). \quad (12)$$

Координати контактної точки B у нерухомій системі

$$x_B = x_2 \sin \varphi_2 + y_2 \cos \varphi_2, \quad (13)$$

$$y_B = x_2 \cos \varphi_2 - y_2 \sin \varphi_2.$$

Вплив параметрів передачі на характеристики робочого зачеплення може бути визначений за зміною кута тиску в точці контакту

$$\alpha_p = \alpha - \varphi_2 - \arctg\left(\frac{x_B}{r_1 + r_2 - y_B}\right). \quad (14)$$

Відстань від полюса P до точки контакту B визначиться такою залежністю:

$$e = \sqrt{x_B^2 + y_B^2}. \quad (15)$$

Для встановлення впливу діаметра цівки на характеристики передачі необхідно знати точки контакту залежно від фази зачеплення зубчастого колеса. Розрахунковий радіус цівки r_u^p впливає на профіль деталі, визначає відстань між теоретичним профілем і профілем зуба реального зубчастого колеса. На теоретичному профілі розташовуються центри цівки. Збільшення діаметра цівки в передачі порівняно з розрахунковим неприпустимо, тому що це викличе гарантоване заклинювання. Надалі будемо мати справу із цівкою, радіус r_u якої менший від розрахункового r_u^p .

Відповідно до основної теореми зачеплення, кожному кутовому положенню колеса відповідає контактна точка на профілі зі своєю профільною нормаллю, що проходить при цьому через точку, яка називається полюсом зачеплення. Тоді положення контактної точки і профільної нормалі в зачепленні із цівками різного діаметра буде різним (рисунок 5).

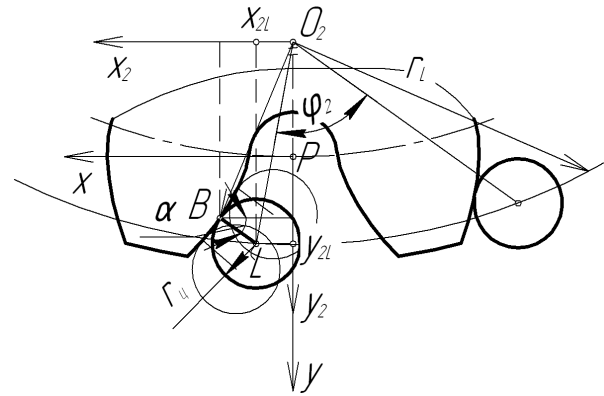


Рисунок 4 – Визначення характеристик цівкової передачі

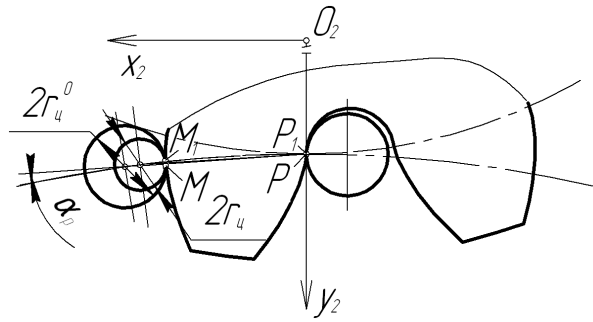


Рисунок 5 – Контакт зуба з номінальною та робочою цівкою

На характеристики зачеплення впливають як абсолютні значення радіусів розрахункового r_u^0 і робочого r_u радіусів цівки, так і їх відношення r_u^0 / r_u . Теоретично радіус робочої цівки може змінюватись від r_u до нуля. Навіть при $r_u = 0$ положення полюса зачеплення P_1 несуттєво відрізняється від теоретичного. Дана відмінність більш суттєва при малій кількості цівок колеса.

Вплив діаметрів розрахункової та робочої цівки на характеристики передачі різноманітний. Порівнюючи зміну кутів тиску для двох випадків: зміни розрахункового радіуса цівки при постійному робочому радіусі цівки (рисунок 6) та навпаки (рисунок 7), можна зробити висновки.

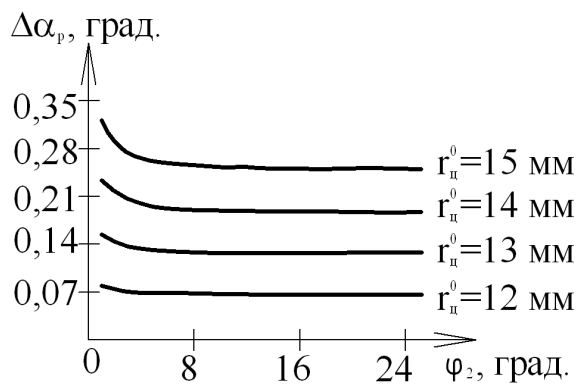


Рисунок 6 – Залежність зміни кута тиску від розрахункових радіусів цівки

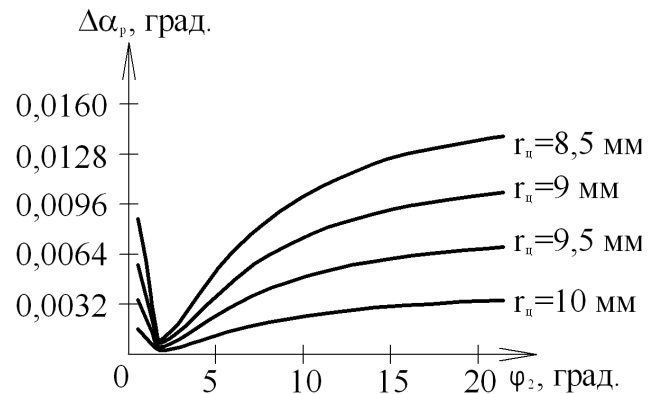


Рисунок 7 – Залежність зміни кута тиску від робочих радіусів цівки

Найбільший вплив на похибку зачеплення спричиняють параметри профілю зубчастого колеса, що визначаються розрахунковим радіусом цівки. Радіус робочої цівки значною мірою впливає на величину контактних напружень. Зі збільшенням відношення r_u^0 / r_u підвищується швидкість ковзання та кути тиску в передачі. Це пояснюється тим, що колесо повернеться на більший кут, ніж точка на профілі стане контактною. Відповідно відстань до полюса збільшиться, тому що швидкість ковзання визначається за формулою

$$V_s = e \cdot (\omega_1 + \omega_2), \quad (16)$$

де e – відстань від точки контакту до полюса; ω_1 , ω_2 – кутові швидкості коліс цівкової передачі.

Висновки та перспективи подальших досліджень. Отже, в статті було визначено вплив геометричних параметрів на ефективність роботи цівкового зачеплення, що застосовується в кінематичній схемі привода обладнання для приготування будівельних розчинних сумішей. Плавність роботи характеризується величиною коефіцієнта торцевого перекриття, тому для проектування рекомендовано вважати, що мінімальна допустима кількість

зубців зірочки – 15, а цівок колеса – 10. Визначені характеристики зачеплення дискретним способом, а також вплив діаметра цівки (розрахункового та робочого) на працездатність. Перспективи подальших досліджень полягають у визначенні ролі похибок виготовлення на ефективність роботи цівкової передачі.

Література

1. Баладінський В.Л. Будівельна техніка / В.Л. Баладінський, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – К.-П.: КНУБА-ПНТУ, 2002. – 463 с.
2. Пат. 47269 Україна. МПК (2009) E 04 F 21/02. Гідропривідна розчинозмішувальна установка з диференціальним розчинонасосом подвійної дії / Онищенко О.Г., Попов С.В., Вірченко В.В.; заявник і патентовласник Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – № и 2009 07604; заявл. 20.07.2009; опубл. 25.01.2010, Бюл. №2.
3. Пат. 32650 Україна. МПК (2006) E 04 F 21/04. Гідропривідна штукатурно-змішувальна машина / Онищенко О.Г., Попов С.В., Філенко О.С.; заявник і патентовласник Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – № и 2008 00274; заявл. 08.01.2008; опубл. 26.05.2008, Бюл. №10.
4. Пат. 29391 Україна. МПК (2006) E 04 G 21/04. Установка для приготування і транспортування будівельних розчинів / Онищенко О.Г., Попов С.В.; заявник і патентовласник Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – № и 2007 10540; заявл. 24.09.2007; опубл. 10.01.2008, Бюл. №1.
5. Онищенко О.Г. Малогабаритна розчинозмішувальна установка з гідравлічним приводом / О.Г. Онищенко, А.М. Матвієнко, В.В. Вірченко // Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування, будівництво) / Полтав. нац. техн. ун-т ім. Ю. Кондратюка. – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – Вип. 23. Т.1. – С.24 – 28.
6. Онищенко О.Г. Профіль зірочки цівкової передачі розчинозмішувальної установки УРЗ-04 / О.Г. Онищенко, С.В. Попов // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету. – Кременчук: КДПУ, 2006. – Вип. 2 (37), ч. 1. – С.112–115.
7. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин. – М.: Наука, 1968. – 585 с.

Надійшла до редакції 25.03. 2010

© *О.Г. Онищенко, С.В. Попов, В.В. Вірченко*