

УДК 621.774.35

Сьомічев А. В., Вишинський В. Т., Данченко В. М.

РОЗРОБКА ЗУБЧАСТО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ ВАЛКІВ СТАНІВ ХОЛОДНОЇ ПЛІВГЕРНОЇ ПРОКАТКИ ТРУБ

Існуючий механізм приводу валків на станах ХПТ приводить до появи осьових сил, що є причиною гофрів та інших дефектів. Особливо вісьові сили впливають при прокатці тонкостінних труб. Необхідно знизити вісьові сили для отримання тонкостінних труб високої якості.

Для зниження осьових сил запропоновано використовувати змінні деталі для кожного маршруту прокатки [1, 2]. Однак невирішеною є проблема отримання тонкостінних труб за допомогою механізмів, які дозволяють регулювати кутову швидкість обертання валків. Швидкість обертання валків залежить від швидкості робочої кліті. Тому, необхідно розробити механізм, який має окремий привод [3, 4].

Метою розробки є створення та дослідження зубчасто-важільного механізму приводу валків, що забезпечить зниження осьових сил при прокатці тонкостінних труб.

Кінематична схема зубчасто-важільного приводу валків показана на рис. 1.

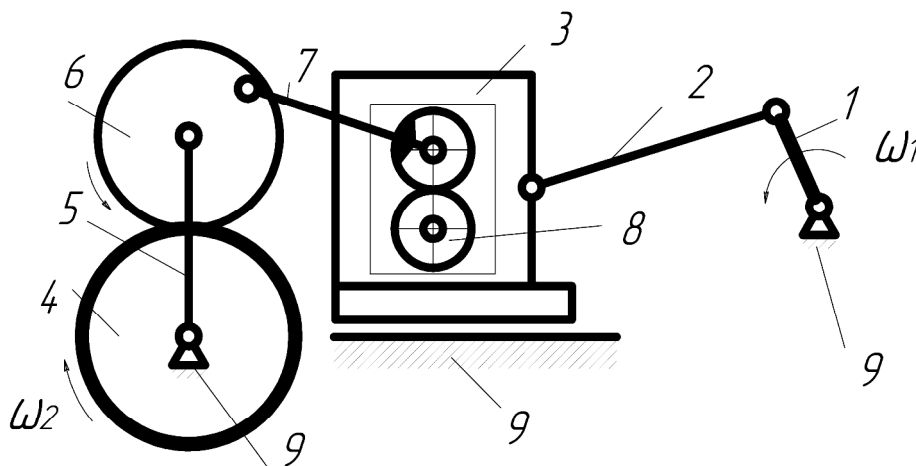


Рис. 1. Зубчасто-важільний механізм приводу валків:

1 – кривошип приводу робочої кліті; 2 – шатун; 3 – робоча кліть; 4, 6 – зубчасті колеса; 5 – важіль; 7 – шатун; 8 – валок; 9 – нерухома станина

Колесо 4 приводить у дію електродвигун. Колесо 6, що входить у зачеплення з колесом 4, обертається. Колесо 6 приводить у дію шатун 7, що закріпленний на валку. Таким чином, колесо 6 обертається тільки в одну сторону, а шатун 7 повертає валок в сторону, протилежну напрямку руху робочої кліті і при зміні напрямку руху кліті змінює напрямок обертання валка.

Для визначення числа ступенів рухливості механізму побудована структурна схема (рис. 2). На структурній схемі цифрами позначені ланки механізму, що складається з механізму робочої кліті та приводу валків. Кривошип 1 та колесо 4 є ведучими, тому вони позначені здоєними лініями. Інші ланки мають вигляд різних геометричних фігур з вершинами у вигляді кола. Так, наприклад, нерухома станина містить чотири вершини. Перша вершина (зліва направо) означає поєднання станини з зубчастим колесом 4 за допомогою, друга – поєднання з важелем 5, третя – поєднання з робочою кліттю 3, четверта – поєднання з кривошипом приводу валків 1. Всі ланок поєднані зі станиною за допомогою кінематичних пар п'ятого класу. Клас пари вказує на кількість умов зв'язку, що нею обумовлені. Тобто пара п'ятого класу забезпечує один ступінь рухливості. Робоча кліть 3 містить також чотири вершини. Перша

вершина (зліва направо) поєднує робочу кліть шатуном 7, друга – поєднує з валком 8, третя – поєднує з нерухомою станиною, четверта – з шатуном 2. Всі кінематичні пари, що поєднують робочу кліть з іншими ланками, п'ятого класу та забезпечують один ступінь рухливості. Кривошип 1 поєднується за допомогою кінематичних пар п'ятого класу з іншими ланками. Важіль 5 також поєднується тільки двома кінематичними парами п'ятого класу.

На верхньому та нижньому валках знаходяться також синхронізуючі шестірні. Нижній валок утворює одну ланку з синхронізуючою шестірнею (ланка позначена цифрою 8 та умовно називається валком). Верхній валок утворює одну ланку синхронізуючою шестірнею та шатуном (ланка позначена цифрою 7 та умовно називається шатуном). Валок 8 та робоча кліть 3 поєднані між собою кінематичною парою п'ятого класу. Валок 8 та шатун 7 (синхронізуючі шестірні, що знаходяться на валках) поєднані між собою за допомогою кінематичної пари другого класу (пара зачеплення).

Колесо 4 з'єднується зі станиною за допомогою кінематичної пари п'ятого класу, та з колесом 6 парою зачеплення другого класу.

Колесо 6 з'єднується з важелем 5 за допомогою кінематичної пари п'ятого класу, а з колесом 4 – за допомогою пари другого класу.

За допомогою структурної схеми отримана кількість кінематичних пар та їх клас, а також кількість ланок. Число ступенів рухливості механізму (складається з механізму приводу робочої кліті та механізму приводу валків) [5]:

$$W = 3(n - 1) - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 8 - 2 \cdot 10 - 2 = 2, \quad (1)$$

де n – загальна кількість ланок механізму; p_1 – кількість однорухомих ланок механізму, p_2 – кількість дворухомих ланок механізму.

Числу ступенів рухливості відповідає число двигунів (один – приводу кліті, інший – приводу валків) (рис. 2). Це забезпечить можливість регулювання кутової швидкості обертання валка в залежності від маршруту прокатки.

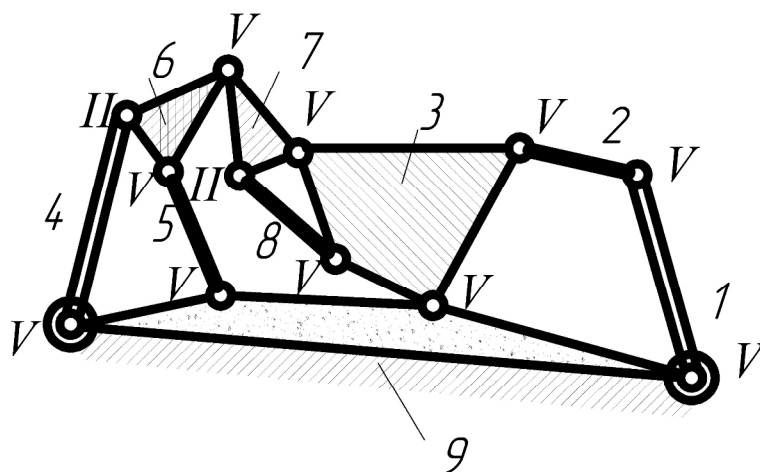


Рис. 2. Структурна схема зубчато-важільного механізму приводу валків

Отже, можна сформулювати вимоги, щодо приводу валків станів ХПТ. Механізм приводу повинен забезпечувати необхідний кут оберту валка, та кутова швидкість повинна змінюватись за законом, який забезпечує максимальне зменшення осьових сил. Отримано цей кут на основі моделі на рис. 3.

В середовищі Simulink вхідні, вихідні сигнали, пристрої обробки сигналів позначаються окремими блоками. Сигнали по переміщенню, кутовій швидкості, кутовому прискоренню для коромисла, з'єданого з валком, і кривошипу приводу робочої кліті є вихідними даними.

Сигнали по переміщенню робочої кліті, повороту, швидкості, прискоренню кривошипа приводу валків є параметрами, що реєструються за допомогою окремих блоків, які призначені для визначення кінематичних параметрів.

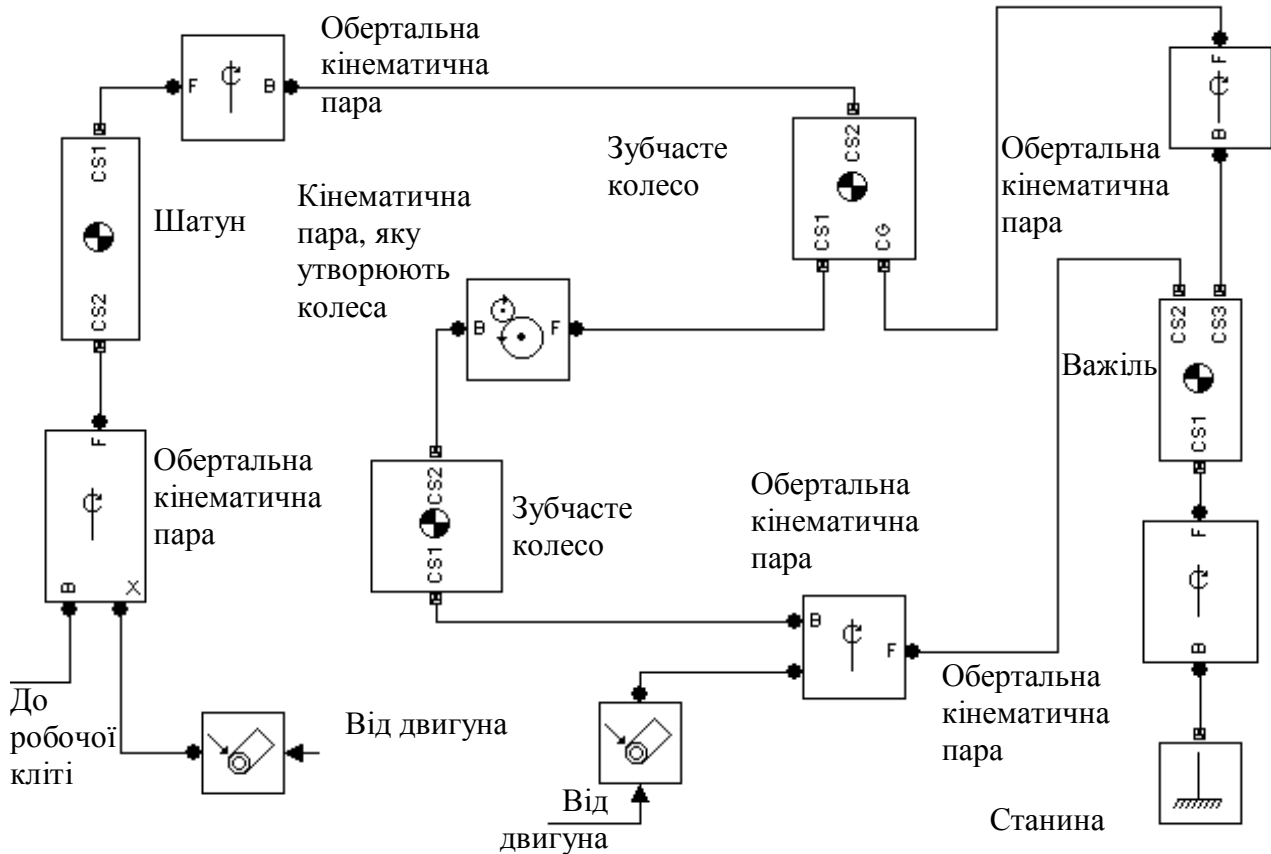


Рис. 3. Схема для моделювання зубчато-важільного механізму

Модель кривошипно-коромислового механізму складається зі станин, кінематичних пар, кривошипу та шатунів. Ці складові зображені окремими прямокутниками. Прямокутники пов'язані між собою за допомогою прямих. Це позначає яким чином ланки та кінематичні пари поєднуються між собою. Для того, щоб поєднати елементи у єдиний механізм необхідно, щоб в місцях з'єднання елементи мали однакові координати. Наприклад, координати ділянки кривошипу та станини однакові в місці їх з'єднання.

Вихідні значення швидкості та прискорення також задаються за допомогою окремих елементів «Кінематичні параметри двигуна», двигун представлений окремою підсистемою (рис. 3).

Особливістю моделювання є можливість замінювати кінематичні пари. Так, наприклад, при заміні сферичного шарніру та дворухомої кінематичної пари на однорухомі кінематичні пари просторовий механізм перетворюється на плоский. Отже, перехід з плоскої моделі на просторову відбувається при простій заміні кінематичних пар.

За допомогою моделювання визначено, що максимальний кут розвороту валка, згідно з наведеним графіком (рис. 4), 61° . Необхідний кут розвороту валка 180° . Швидкість обертання валка визначається двома складовими: швидкістю пересування робочої кліті та швидкістю обертання колеса 4. Якщо змінювати кутову швидкість обертання колеса при постійному значенні розмірів ланок механізму та швидкість пересування робочої кліті, то можливо регулювати кутову швидкість обертання валків. Регулювання кутової швидкості обертання валків забезпечує зниження осьових сил.

Для наведеного на рис. 1 приводу валків збільшити кут розвороту валків можливо при застосуванні ще однієї шестірні більшого діаметру, яку приводить в дію шатун 7. Шестірня більшого діаметру знаходиться в зачепленні з меншою. Треба таке співвідношення діаметрів шестірень, щоб кут розвороту валків був необхідним [6, 7].

Важливо також, що напрямок обертання ротора двигуна приводу шестірні 4 не змінюється при зміні напрямку пересування робочої кліті. Це позитивно впливає на працездатність механізму.

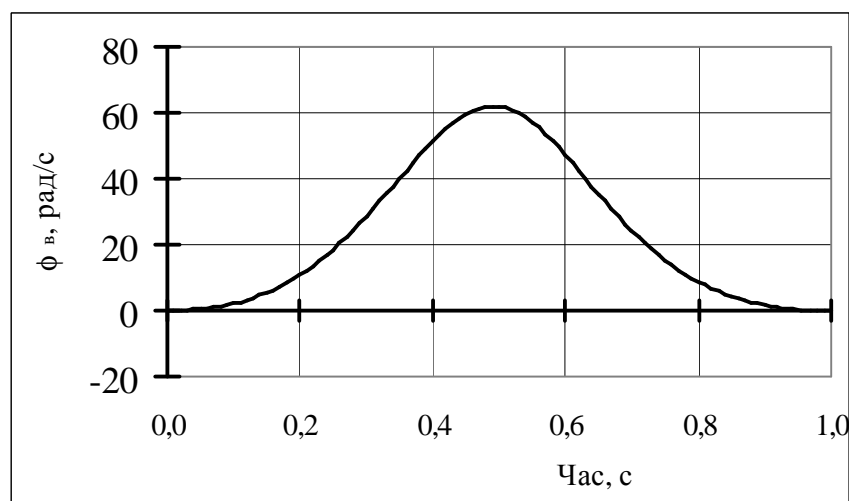


Рис. 4. Кут оберту валка в залежності від часу для зубчасто-важільного механізму

Моделювання показало, що характер зміни моменту на валу електродвигуна відповідає зміні моменту на валку. Однак значення моменту на двигуні значно менше за рахунок застосування редуктора.

ВИСНОВКИ

1. Розроблено зубчасто-важільний механізм приводу валків. На основі структурного аналізу механізмів встановлено, що зубчасто-важільний механізм працездатний.
2. Окремий привод зубчасто-важільного механізму дозволяє регулювати швидкість обертання валків незалежно від швидкості робочої кліті.
3. Зубчасто-важільний механізм забезпечить зміну кутової швидкості обертання валків, регулювання кутової швидкості та зменшення осьових сил. Це дозволить отримувати якісні тонкостінні труби з можливістю розширення сортаменту.

ЛІТЕРАТУРА

1. Фролов В. Ф. Холодная пильгерная прокатка труб / В. Ф. Фролов, В. Н. Данченко, Я. В. Фролов. – Дніпропетровськ : ПОРОГИ. – 2005. – 256 с.
2. Сьомічев А. В. Визначення осьових сил, що діють в осередку деформації при холодній пильгерній прокатці / [Сьомічев А. В., Вишенський В. Т., Фролов Я. В., Данченко В. М.] // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – 2007. – № 1(7). – С. 149–151.
3. Данченко В. Н. Совершенствование технологии и оборудования для холодной пильгеримовой прокатки труб / В. Н. Данченко, В. Т. Вышинский, Я. В. Фролов // Сталь. – 2003. – № 4. – С. 48–54.
4. Сьомічев А. В. Розробка кулісного механізму з регулюємою довжиною куліси / [Сьомічев А. В., Данченко В. М., Вишенський В. Т., Фролов Я. В.] // Теорія і практика металургії. – 2009. – № 1–2. – С. 122–124.
5. Озол О. Г. Основы конструирования и расчета механизмов / О. Г. Озол. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1986. – 361 с.
6. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
7. Филонов И. П. Теория механизмов, машин и манипуляторов : учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов / И. П. Филонов, П. П. Анципорович, В. К. Акули. – Мн. : Дизайн ПРО, 1998. – 656 с.