

*Матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів.
Актуальні задачі сучасних технологій – Тернопіль 25-26 листопада 2015.*

УДК 621.835+621.8.028.3

Д.С. Гриценко, канд. техн. наук

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»,
Видавничо-поліграфічний інститут, Україна

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ РУХУ ЛАНОК КОНВЕЄРУ ТАМПОДРУКАРСЬКОЇ МАШИНИ

D.S. Grytsenko, Ph.D.

KINEMATIC ANALYSIS OF CONVEYOR UNITS OF PAD PRINTING MACHINE

Процес друкування у тамподрукарських машинах безпосередньо пов'язаний з механізмом подачі виробів у зону друкування. Механізм подачі повинен забезпечувати необхідну точність встановлення виробу відносно друкарського апарату, плавність періодичного руху, задане співвідношення відповідно до технологічного процесу періодів вистою та робочого ходу, а також їх точну фіксацію на поверхні транспортеру. Необхідно зазначити, що транспортер тамподрукарської машини використовується як опорна поверхня при друкуванні і переміщенні виробів різних габаритів, що ставить додаткові вимоги до наявності коливань та вібрацій у період вистою. Отже, вимоги високої точності позиціонування є визначальними.

Метою роботи є проведення аналітичних досліджень кінематичних параметрів транспортувального пристрою періодичного руху із кулачковим механізмом приводу для подавання виробів у зону друкування тамподрукарської машини.

Ланцюг конвеєра тамподрукарської машини переміщується на крок, що дорівнює довжині однієї ланки.

Структурно-розрахункова схема транспортеру конвеєрного типу, складається із ведучої зірки, ланцюга, вантажонесучих пластин, які закріплені на ланцюгу та напрямних.

Для забезпечення періодичного транспортування виробів у зону друкування доцільно використати в якості приводу кулачковий механізм періодичного повороту [1]. Це забезпечить оптимальні кінематичні та динамічні характеристики машини, дозволить використати будь-який закон періодичного руху та забезпечить задане співвідношення періодів руху та вистою.

При розрахунках враховано структуру побудови транспортувального пристрою. Робота такого механізму пов'язана із взаємодією зірок та набігаючої і збігаючої гілок ланцюга (рис. 1).

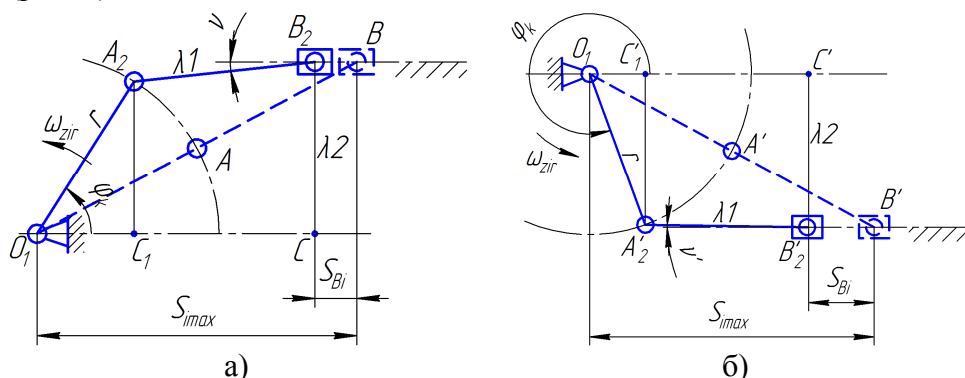


Рис. 1. Схеми для розрахунку кінематичних залежностей у набігаючій (а) та збігаючій (б) гілках ланцюга

Позиційні інваріанти руху визначаються із проекції контурів $O_1A_2B_2C$ (рис. 1 а) та $O_1A'_2B'_2C'$ (рис. 1. б) на горизонтальну вісь.

Тоді позиційні інваріанти переміщення, швидкості та прискорення ланцюга набігаючої гілки визначаються відповідно:

$$S_{Bin}(\varphi_k) = S_{i_max} - O_1C_1(\varphi_k) - C_1C(\varphi_k)$$

$$V_{Bin}(\varphi_k) = \frac{d}{d\varphi_k} S_{Bin}(\varphi_k) = \sin(\varphi_k) - \frac{\cos(\varphi_k) \cdot (\lambda_2 - \sin(\varphi_k))}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}}$$

$$W_{Bin}(\varphi_k) = \cos(\varphi_k) + \frac{\cos(\varphi_k)^2}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}} + \frac{\cos(\varphi_k)^2 \cdot (\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^3 \cdot \left(1 - \frac{(\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}\right)^{\frac{3}{2}}} + \frac{\sin(\varphi_k) \cdot (\lambda_2 - \sin(\varphi_k))}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}}$$

А позиційні інваріанти переміщення, швидкості та прискорення ланцюга збігаючої гілки визначаються відповідно:

$$S_{Biz}(\varphi_k) = S_{i_max} - O_1C'_1(\varphi_k) - C'_1C'(\varphi_k)$$

$$V_{Biz}(\varphi_k) = \frac{d}{d\varphi_k} S_{Biz}(\varphi_k) = \sin(\varphi_k) + \frac{\cos(\varphi_k) \cdot (\lambda_2 + \sin(\varphi_k))}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}}$$

$$W_{Biz}(\varphi_k) = \cos(\varphi_k) + \frac{\cos(\varphi_k)^2}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}} + \frac{\cos(\varphi_k)^2 \cdot (\lambda_2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^3 \cdot \left(1 - \frac{(\lambda_2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}\right)^{\frac{3}{2}}} - \frac{\sin(\varphi_k) \cdot (\lambda_2 + \sin(\varphi_k))}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}}$$

За отриманими залежностями будуються графіки отриманих кінематичних залежностей переміщення, швидкості та прискорення ланцюга транспортеру. Для розрахунків за основу взято геометричні розміри тамподрукарської машини ТДМ-300. Графіки зміни дійсних значень переміщення, швидкості та прискорення представлено відповідно на рис. 2.

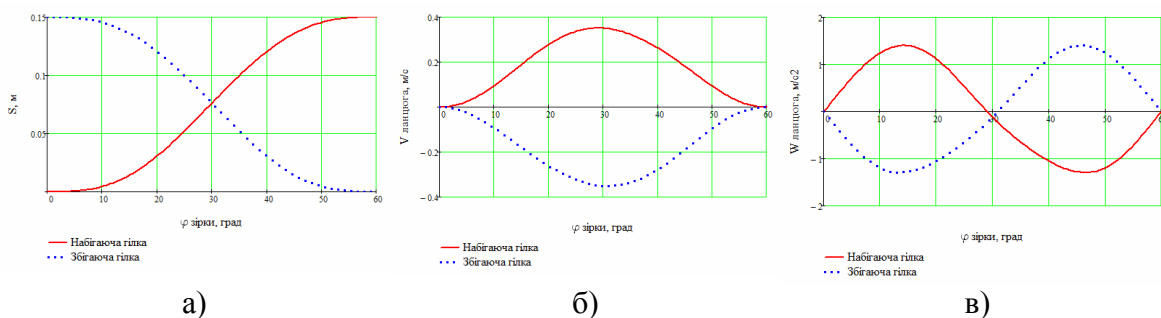


Рис. 2. Графіки дійсних значень переміщення (а), швидкості (б) та прискорення (в) ланцюга з кулачковим механізмом приводу

Проведені аналітичні дослідження показали, що кінематичні параметри для набігаючої та збігаючої гілок ланцюгового транспортеру протягом кінематичного циклу змінюються у зворотній послідовності.

Література

1. Петрук А.І. Визначення раціональної структури механізмів періодичного повороту поліграфічних машин / А.І. Петрук, Д.С. Гриценко // Збірник наукових праць «Технологія і техніка друкарства». – 2007. – № 3-4. – С. 86–94.