УДК 677.055

КІНЕМАТИЧНИЙ ТА СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДУ МЕХАНІЗМІВ ТОВАРОВІДВОДУ НА КРУГЛОВЯЗАЛЬНИХ МАШИНАХ

Студ. О.М. Висоцький, гр. БМБ1-14
Науковий керівник доц. Л.М. Березін
Київський національний університет технологій та дизайну

Мета і завдання. Метою наукового дослідження є розробка методологічного підходу до проектування механізмів товаровідводу за конструктивними і геометричними вимогами та кінематичними параметрами конструкцій, виходячи з вимог стабілізації натягу та швидкості відведення полотна від голкового циліндру.

Завдання − огляд та систематизація механізмів товаровідводу на круглов'язальних машинах, кінематичний та силовий аналіз ланцюгового приводу типового механізму відтягування та накатування полотна.

Об'єкт дослідження. Конструкції механізмів відтягування та накатування полотна на круглов'язальних машинах, кінематичні розрахунки та на міцність.

Методи та засоби дослідження. Використано методи деталізації об'єкту дослідження, положення опору матеріалів та надійності.

Наукова новизна та практичне значення отриманих результатів. Окреслено коло питань, які сприяють встановленню факторів, які впливають на кінематичні та силові параметри механізмів товаровідводу з ланцюговим приводом.

Результати дослідження. Напрацьована база кінематичних та силових розрахунків механізмів товаровідводу з ланцюговим приводом дає підґрунтя для створення надійних за критерієм міцності конструкцій.

Один із напрямків удосконалення круглов'язальних машин (КВМ) - підвищення ефективності роботи механізмів відтягування та накатування полотна, які призначені для відведення сформованих петель полотна від робочих органів, формування рівномірної петельної структури за периметром трубки в'язального полотна та подальшого її збереження в процесі накатування полотна в рулон.

Широкий спектр напрацювань в теорії та практиці проектування механізмів відтягування та накатування полотна представлено в [1-3] та інших. В них наведена систематизація та узагальнення їх конструкцій, де відзначають, що рівномірність накатки полотна на товарний валик залежить першочергово від досконалості його приводу.

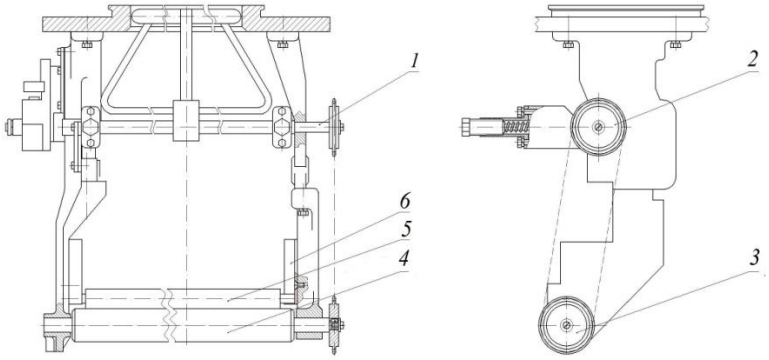
Основні положення розрахунків - механізму накатки круглого полотна з ланцюговим приводом (КВМ) типу МС-5 (див. рис.), де 1 – вал відтяжного валика; 2, 3 – ведуча та ведена зірочки приводу накатного валика 4 – товарний валик для намотки рулону; 5 – накатний валик.

У відповідності до [3] швидкість відтяжки полотна $V_{відт}$ приймають більшою за швидкість його в'язання $V_в$: $V_{відт} = (1{,}1...1{,}3)\,V_в$.

Відомо [3], що $V_в = qn_ц B/60$, де q – кількість в'язальних систем машини (q=60); $n_ц$ – частота обертання голкового циліндру машини; B – висота петельного ряду полотна в мм, яка залежить від його вертикальної щільності $P_в$ ($B = 50/P_в$). Для узагальненого випадку $P_в$=56 маємо B=0,89 мм. При діаметрі голкового циліндру $D_ц$ в м та коловій швидкості його обертання $V_ц$ в м/с частоту обертання голкового циліндру

визначаємо за формулою $n_ц = 60V_ц / \pi D_ц$. Тоді частота обертання відтяжного валика із заданим діаметром $d_{відт}$ в м - за формулою $n_{відт} = 60V_{відт} / \pi d_{відт}$.

При розрахунку ланцюгової передачі КВМ задаються потужність двигуна приводу $N_{дв}$ в кВт, передаточне відношення ланцюгової передачі (з конструктивних міркувань - $u_{лп} = 1$) та встановлена вище частота обертання відтяжного валика $n_{відт}$.



Визначаємо потужність N_1 та обертальний момент T_1 на валу ведучої зірочки:

$$N_1 = N_{дв} \cdot \eta_\Sigma, \qquad T_1 = N_1 / \omega_1,$$

де $\eta_\Sigma = \prod_{i=1}^{n} \eta_i$ – сумарний коефіцієнт корисної дії механізмів машини, які передують механізму відтягування полотна; ω_1 – кутова швидкість відтяжного валика (враховуючи, що $u = 1$, маємо $n_1 = n_{відт}$ і відповідно $\omega_1 = \pi n_1 / 30$.

Визначаємо швидкість ланцюга V та колову силу в ведучій вітці передачі F_t:

$V = z_1 P_ц n_{відт} / 60 \cdot 10^3$ та $F_t = N_1 / V$,

де z_1 – кількість зубців зірочки (приймаємо $z_1 = 29 - 2u$).

Значення F_t далі використовуємо: при перевірці ланцюгової передачі за середнім та допустимим тиском в шарнірах ланцюга $p = F_t \cdot K_{ек} / A \le [p]$, де $K_{ек}$ – коефіцієнт експлуатації; A - проекція опорної поверхні шарніру; в розрахунках за коефіцієнтом запасу міцності ланцюга $n = 10^3 F / (K_д F_t + F_ц + F_f) \ge [n]$; при перевірці пластин ланцюга на втомленість за еквівалентним навантаженням [4] $F_{екв} = \kappa_{екв} F_t$.

ЛІТЕРАТУРА

1. Дьякова А. Ю. Классификация товароотводов кругловязальных машин / А.Ю. Дьякова, Ф.А.Моисеенко //Известия вузов. Технология легкой промышленности. – 1987. – № 4. – С. 100-105.

2. Олійник О.Ю. Класифікація механізмів відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин / О.Ю Олійник, В.Г. Здоренко, Б.Ф. Піпа //Вісник КНУТД. – 2009. – № 1 (45). – С.26-31.

3. Мойсеєнко Ф.А. Проектування в'язальних машин: підручник для вищих навчальних закладів /Ф.А. Мойсеєнко. – Харків: Основа, 1994. – 336 с.

4. Канарчук В.Є. Надійність машин / В.Є. Канарчук, С.К. Полянский, М.М. Дмитрієв. – К.: Либідь, 2003. – 424 с.