

МЕХАНІЗМ ВІДТЯГНЕННЯ ПОЛОТНА КРУГЛОВ'ЯЗальної МАШИНИ З ДВОПОТОЧНИМ ЛОБОВИМ ВАРІАТОРОМ ТА ВИБІР ЙОГО ПАРАМЕТРІВ

Ефективність роботи круглов'язальних машин залежить від досконалості їх механізмів, зокрема механізму відтягнення полотна. Ефективність механізму відтягнення полотна зумовлена стабільністю зусилля відтягнення полотна, що може бути досягнуто наявністю в його складі варіатора швидкості. При цьому, виходячи із конструктивних особливостей механізмів відтягнення полотна круглов'язальних машин, слід віддати перевагу лобовим фрикційним варіаторам. Оскільки існуючі конструкції таких варіаторів не дозволяють рівномірно розподілити потужність, що передається відтяжним валикам механізму, запропоновано використовувати в його складі двопоточний лобовий фрикційний варіатор. В результаті виконаних досліджень розроблено нову конструкцію механізму відтягнення полотна круглов'язальної машини з двопоточним лобовим фрикційним варіатором та метод вибору його робочих параметрів. Встановлено, що запропонований механізм відтягнення полотна, працездатний, надійний та ефективний в роботі. Використання такого механізму у складі круглов'язальної машини дозволяє підвищити надійність та довговічність роботи як самої машини, так і якість трикотажного полотна. Результати досліджень можуть бути використані при розробці нових моделей круглов'язальних машин.

Ключові слова: круглов'язальна машина, механізм відтягнення в'язального полотна, стабільність зусилля відтягнення полотна, лобовий фрикційний варіатор, двопоточний лобовий фрикційний варіатор.

E.A. KOROBCHENKO, V.V. CHABAN

Khmelnitskyi National University

MECHANISM BRACES CANVAS ROUND KNITTING MACHINES WITH FRONTAL DUO FLOW VARIATOR AND THE CHOICE OF ITS PARAMETERS

The effectiveness of circular knitting machines depends on the perfection of mechanisms, including mechanisms braces canvas. The mechanism caused by braces paintings stability efforts braces canvas that can be achieved by the presence in its composition variator speed. Thus, based on the design features of the mechanisms braces cloth round knitting machines, should be preferred frontal friction variator. Since the existing structures do not allow such variator evenly distribute power transmitted dilatory roller mechanism proposed to use part of his frontal duo flow friction variator. As a result of research developed a new design mechanism braces blade circular knitting machine with frontal duo flow friction variator and the method of selecting its operating parameters. It is established that the proposed mechanism braces cloth, hard-working, reliable and efficient in operation. The use of such a mechanism consisting of a circular knitting machine can increase the reliability and durability of both the machines and the quality knitted fabric. The research results can be used to develop new models of circular knitting machines.

Keywords: circular knitting Machines knitting cloth braces, braces stability efforts cloth, friction variator frontal, frontal duo flow friction variator.

Перспективним напрямком підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин, є удосконалення їх механізмів, зокрема механізму відтягнення полотна. Дослідження [1, 2] показують, що продуктивність круглов'язальних машин та якість полотна суттєво залежать від довговічності роботи механізму відтягнення полотна та стабільності зусилля його відтягнення. Тому проблема підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин шляхом удосконалення механізмів відтягнення полотна є однією із актуальних проблем легкого машинобудування. Для розв'язання цієї проблеми важливим є аналіз впливу параметрів механізму відтягнення полотна на ефективність роботи круглов'язальної машини, розробка нових конструкцій механізмів та методу їх розрахунків.

Об'єктом досліджень обрано механізм відтягнення полотна круглов'язальної машини з двопоточним лобовим варіатором та метод вибору його параметрів. При розв'язанні поставлених задач були використані сучасні методи теорії проектування машин і апаратів легкої промисловості та теорії деталей машин.

Постановка завдання. Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи круглов'язальних машин (підвищення продуктивності та якості виробів), стаття присвячена розробці нової конструкції механізму відтягнення полотна з двопоточним фрикційним лобовим варіатором та методу вибору його робочих параметрів.

Результати та їх обговорення. Відомий механізм відтягнення полотна круглов'язальної машини, що містить ведучий і два ведені відтяжні валики, кінематично з'єднані між собою, та двопоточний лобовий фрикційний варіатор з диском, встановленим на ведучому відтяжному валику, та двома котками, розташованими по різні сторони диску, причому один із котків встановлено на проміжному валу, розташованому в опорах (Пат. України на корисну модель № 57144, МПК: D04 B 15/88 2011 р.). Розташування проміжного вала в нерухомих опорах не здатне забезпечити надійний притиск котків до диску при неминучому зношенні в процесі роботи варіатора їх поверхонь, що знижує довговічність роботи механізму відтягнення полотна круглов'язальної машини та стабільність процесу його відтягнення.

Враховуючи вище сказане, в основу досліджень покладена задача створити такий механізм відтягнення полотна круглов'язальної машини, в якому шляхом введення нових елементів та їх зв'язків

забезпечилось би підвищення ефективності роботи механізму відтягнення полотна круглов'язальної машини.

Поставлена задача вирішена авторами тим, що запропонований механізм додатково обладнаний кронштейном, в якому розташовані опори проміжного вала, причому кронштейн виконано рухомим з можливістю забезпечення притискання котка, встановленого на проміжному валу, до диску.

Додаткове обладнання механізму відтягнення полотна круглов'язальної машини кронштейном, в якому розташовані опори проміжного вала, та виконання кронштейна рухомим з можливістю забезпечення притискання котка, встановленого на проміжному валу, до диску, забезпечує надійний притиск котків до диску незалежно від зношення робочих поверхонь як котків, так і диску, що призводить до підвищення довговічності роботи механізму відтягнення полотна круглов'язальної машини та стабільності його відтягнення.

Схема запропонованого авторами механізму відтягнення полотна круглов'язальної машини представлена на рис. 1.

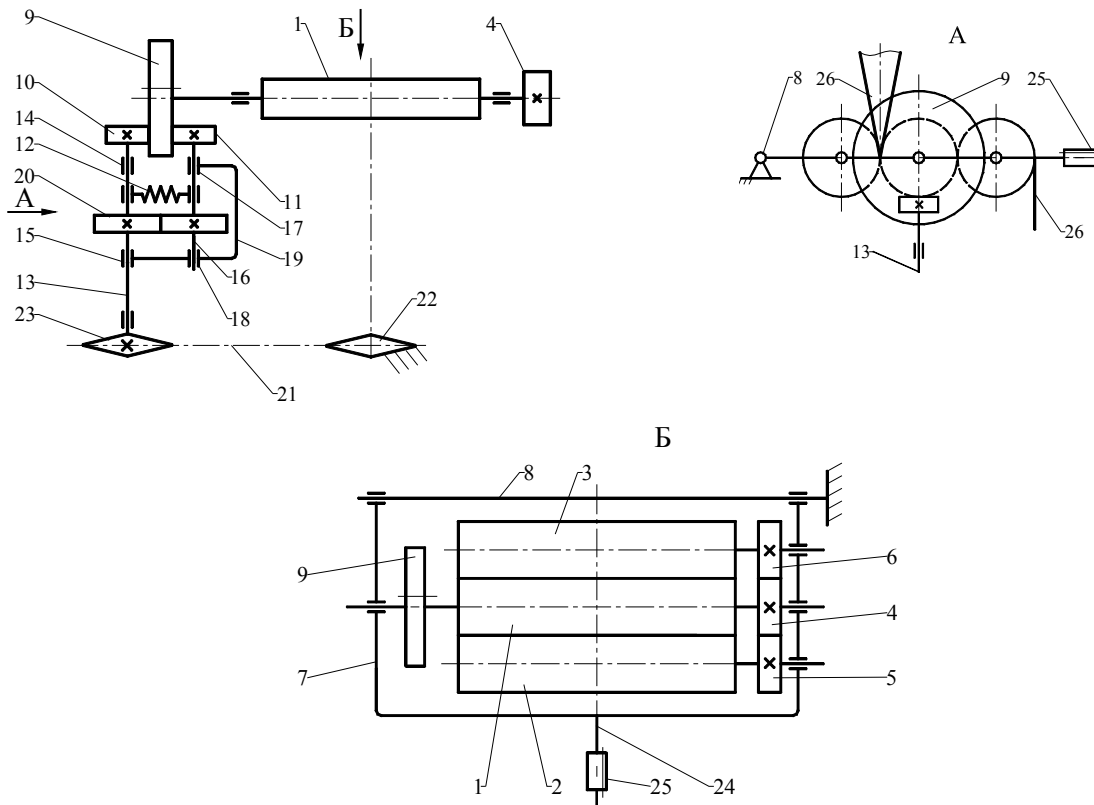


Рис. 1. Схема механізму відтягнення полотна круглов'язальної машини: 1 – ведучий відтяжний валик; 2, 3 – ведені відтяжні валики; 4, 5, 6 – циліндричні шестерні; 7 – рама; 8 – нерухома вісь; 9 – диск; 10, 11 – котки; 12 – пружина; 13 – вертикальний приводний вал; 14, 15 – нерухомі опори; 16 – проміжний вал; 17, 18 – рухомі опори; 19 – кронштейн; 20 – зубчаста передача; 21 – ланцюгова передача; 22 – ведуча зірочка; 23 – ведена зірочка; 24 – направляюча; 25 – вантаж; 26 – полотно

Принцип роботи механізму відтягнення полотна такий. При вмиканні круглов'язальної машини механізм відтягнення полотна починає обертатися навколо осі машини. Ланцюг ланцюгової передачі 21 починає обертатися навколо нерухокої ведучої зірочки 22 і приводить в обертальний рух ведену зірочку 23, жорстко закріплену на вертикальному приводному валу 13, приводячи його в обертання. Обертальний рух вертикального приводного вала 13 передається котку 10, жорстко з ним з'єднаному, і далі за допомогою циліндричної зубчастої передачі 20 – проміжному валу 16 та котку 11, жорстко з ним з'єднаному. Котки 10, 11 за допомогою пружини 12 притискаються до диска 9 (зубчасте зачеплення циліндричної зубчастої передачі 20 виконано з можливістю радіального переміщення зубчастих коліс і, відповідно, котків). Сила тертя в парах коток 10 – диск 9 і коток 11 – диск 9, що виникає при цьому, зумовлює обертальний рух диска 9 і з'єданого з ним ведучого відтяжного валика 1, на якому він закріплений. Обертальний рух ведучого відтяжного валика 1 за допомогою зубчастого зачеплення циліндричних шестерень 4-5 та 4-6 передається веденим відтяжним валикам 2, 3, здійснюючи процес відтяжки полотна 26, заправленого між ними. В разі, коли лінійна швидкість відтяжних валиків буде меншою ніж швидкість в'язання (відтягнення) полотна 26, рама 7 разом з відтяжними валиками 1, 2, 3 опускається, повертаючись навколо нерухокої осі 8 за годинниковою стрілкою (згідно з рис. 1). При цьому диск 9 варіатора опускається відносно котків 10, 11, зменшуючи таким чином робочий радіус диска. Передаточне число варіатора зменшується, збільшуючи частоту обертання диска 9 і, відповідно, відтяжних валиків 1, 2, 3. Відтяжні валики, маючи при цьому більшу лінійну швидкість, піднімаються разом з рамою 7 по полотну 26 (рама 7 повертається навколо нерухокої осі 8 проти

годинникової стрілки). При цьому робочий радіус диска збільшується, що призводить до збільшення передаточного числа варіатора i , таким чином, зменшення лінійної швидкості відтяжних валиків. Далі процес зміни положень диска 9 відносно котків 10, 11 повторюється до тих пір, поки не зрівняється лінійна швидкість відтяжних валиків зі швидкістю в'язання полотна. В подальшому процес відтягнення полотна здійснюється стабільно. Цей процес, як бачимо, встановлюється автоматично. Величина зусилля відтягнення полотна регулюється за допомогою положення вантажу 25 на направляючій 24.

Наявність двопоточного лобового фрикційного варіатора дозволяє розподілити потужність, що передається відтяжним валикам 1, 2, 3, на два потоки: перший потік вертикальний приводний вал 13 – коток 10 – диск 9; другий потік вертикальний приводний вал 13 – зубчаста передача 20 – проміжний вал 16 – коток 11 – диск 9 та автоматично змінювати частоту обертання ведучого відтяжного валика 1 таким чином, що швидкість відтягнення полотна 26 залишається сталою. Також сталою залишається і сила натягу полотна 26 при його відтягненні, оскільки сила тертя в зоні притиску котків 10, 11 до диску 9 також залишається сталою (притиск котків 10, 11 до диску 9 здійснюється за допомогою пружини 12 зі сталою силою).

В разі зношення робочих поверхонь котків 10, 11 та диску 9, що має місце при роботі механізму відтягнення полотна, величина зношення компенсується можливістю переміщення рухомого кронштейна 19 з опорами 17, 18 і, відповідно, проміжного вала 16 з котком 11. Таким чином здійснюється надійний притиск котків 10, 11 до диску 9 незалежно від зношення їх робочих поверхонь.

Розміри робочих елементів варіатора знаходяться із умови їх контактної витривалості [3]:

$$d_1 = 240 \sqrt[3]{\frac{\beta P E}{2\lambda \psi u_1 f n [\sigma_{нов}]^2}}, \quad (1)$$

де d_1 - діаметр ролика;
 β - коефіцієнт запасу зчеплення ролика з диском;
 P - потужність фрикційної передачі (варіатора);
 E - приведений модуль пружності матеріалів ролика та диска;
 λ - коефіцієнт, що враховує можливу нерівномірність передачі потужності двома потоками,
 $\lambda = 0,75$;

$$\psi - \text{коефіцієнт ширини ролика, } \psi = \frac{b}{d_1}; (2)$$

b - ширина ролика;
 u_1 - мінімальне передаточне число варіатора;
 f - коефіцієнт тертя пари ролик – диск;
 n - частота обертання ролика;
 $[\sigma_{max}]$ - допустиме контактне напруження в парі ролик – диск.

Необхідне передаточне число ланцюгової передачі u_2 та число зубів її зірочок Z_1, Z_2 (рис. 2) можемо знайти із залежності:

$$u_2 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{u}{u_1} = \frac{n_u}{n_{em} \cdot u_1}, \quad (3)$$

де u - загальне передаточне число привода;
 n_u, n_{em} - частота обертання відповідно голкового циліндра машини та відтяжних валиків [2],

$$n_u = \frac{60 v_u}{\pi \cdot d_u}; \quad n_{em} = \frac{60 q \cdot v_u \cdot B}{\pi^2 \cdot d \cdot d_u}; \quad (4)$$

v_u, d_u - відповідно лінійна швидкість та діаметр голкового циліндра;
 q - кількість в'язальних систем круглов'язальної машини;
 B - висота петельного ряду полотна;
 d - діаметр відтяжних валиків.

Стабільність зусилля відтяжки полотна можемо оцінити коефіцієнтом стабільності K :

$$K = \frac{F_{em min}}{F_{em max}}, \quad (5)$$

де $F_{em min}, F_{em max}$ - відповідно мінімальне та максимальне зусилля відтяжки полотна.

Враховуючи конструктивні особливості запропонованого механізму відтяжки полотна, можемо записати (рис. 2):

$$F_{em min} = F_{em} - F_n \frac{l_2}{l_1}; \quad F_{em max} = F_{em} + F_n \frac{l_2}{l_1}, \quad (6)$$

де F_{em} - зусилля відтяжки полотна;
 F_n - зусилля переміщення диска відносно ролика в процесі повороту рами;
 l_1, l_2 - плечі відповідних сил.
 Необхідне зусилля відтяжки полотна знаходиться із умови:

$$F_{\text{вм}} = F_k \cdot Z, \quad (7)$$

де F_k - сила натягу, що діє на одну петлю полотна при відтяжці;
 Z - кількість петель полотна (кількість голок в голковому циліндрі).

Зусилля відтягнення полотна забезпечується необхідними параметрами механізму (вагою рами разом із відтяжними валиками, вантажем, їх розташуванням та іншим) і знаходиться із умови рівноваги механізму:

$$F_{\text{вм}} = \frac{F_p \cdot l_3 + F_n \cdot l_4 + F \cdot l_5}{l_1}, \quad (8)$$

де F_p - вага рами;
 F_n - сила накатки полотна, $F_n = F_i \cdot Z$;
 F_i - сила натягу, що діє на одну петлю полотна при накатці його в ролон;
 F - вага вантажу;
 l_3, l_4, l_5 - плечі відповідних сил.

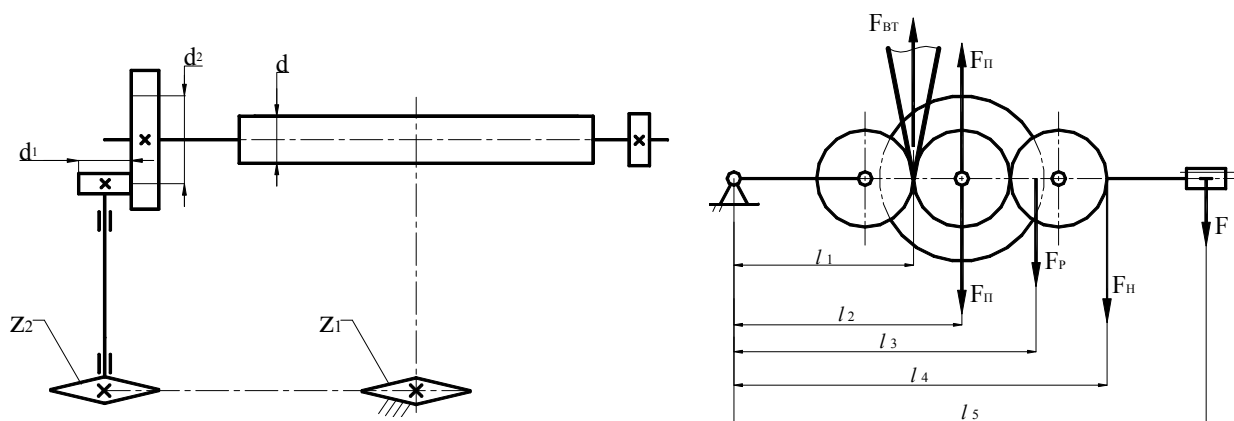


Рис. 2. Розрахункова схема механізму відтягнення полотна

Зусилля переміщення диска відносно ролика в процесі повороту рами згідно з [4] знаходиться із умови:

$$F_n = \frac{F_{mp}}{\sqrt{1 + \left(\frac{v_{cp}}{v_n}\right)^2}}, \quad (9)$$

де F_{mp} - сила тертя фрикційної пари варіатора,

$$F_{mp} = \frac{F_{\text{вм}} \cdot d}{2\lambda d_2}; \quad (10)$$

d_2 – діаметр диска фрикційного варіатора;

v_{cp} – середня швидкість геометричного ковзання робочих тіл варіатора,

$$v_{cp} = \frac{v_{max}}{2} = \frac{d_1 \cdot b}{2 \cdot d_2} \cdot \omega; \quad (11)$$

v_{max} – максимальна швидкість геометричного ковзання робочих тіл варіатора;

ω - кутова швидкість ролика;

v_n - швидкість переміщення диску,

$$v_n = \frac{\Delta d_2}{2 \cdot t} = \frac{\Delta l \cdot l_2}{t \cdot l_1}; \quad (12)$$

$\Delta d_2 / 2$ - переміщення диску,

$$\Delta d_2 / 2 = \Delta l \cdot \frac{l_2}{l_1}; \quad (13)$$

Δl - максимально допустима зміна довжини полотна за один оборот відтяжних валиків;

t – можливий час переміщення диска за один його поворот.

Використовуючи одержану методику, знайдемо робочі параметри механізму відтягнення полотна та ефективність його роботи (стабільність зусилля відтягнення полотна) при використанні його у складі однофонтурної круглов'язальної машини КО-2 з діаметром голкового циліндра $d_y = 450 \text{ мм}$, для якої [5]:

$Z = 1224$; $q = 50$; $v_y = 1,1 \text{ м/с}$; $B = 1 \text{ мм}$; $F_{em} = 183,6 \text{ Н}$; $F_n = 36,72 \text{ Н}$; $d = 50 \text{ мм}$.

При цьому, враховуючи конструктивні особливості лобового фрикційного варіатора механізму відтяжки полотна, приймаємо: $\beta = 1,5$; $E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $\psi = 0,2$; $u_1 = 2$; $f = 0,15$; $[\sigma_{нов}] = 800 \text{ МПа}$.

Потужність варіатора знаходимо із умови: $P = \frac{F_{em} \cdot v_{em}}{\eta} = \frac{183,6 \cdot 0,0389}{0,8} = 8,92 \text{ Вт}$,

де $v_{em} = \frac{q \cdot v_y \cdot B}{\pi \cdot d_y} = \frac{50 \cdot 1,1 \cdot 1}{\pi \cdot 450} = 0,0389 \text{ м/с}$ [1]; $\eta = 0,8$ - ККД варіатора.

Знаходимо частоту обертання ролика варіатора, використовуючи вираз (4):

$$n = n_{em} \cdot u_1 = \frac{60 \cdot 50 \cdot 1,1 \cdot 10^3 \cdot 1}{\pi^2 \cdot 50 \cdot 450} \cdot 2 = 29,72 \text{ об/хв}.$$

Тоді згідно з (1) маємо:

$$d_1 \geq 3 \sqrt{\frac{1,5 \cdot 8,92 \cdot 10^{-3} \cdot 2,15 \cdot 10^5}{2 \cdot 0,75 \cdot 0,2 \cdot 2 \cdot 0,15 \cdot 29,72 \cdot 800^2}} = 28,53 \text{ мм}.$$

Враховуючи одержаний результат, приймаємо такі параметри варіатора: $d_1 = 30 \text{ мм}$; $d_2 = 60 \text{ мм}$; $b = 6 \text{ мм}$.

Оскільки ланцюгова передача приводу механізму відтяжки полотна тихохідна можемо прийняти [3]: $Z_1 = 11$. Тоді згідно з (3) маємо:

$$Z_2 = \frac{n_y \cdot Z_1}{n_{em} \cdot u_1} = \frac{46,68 \cdot 11}{14,86 \cdot 2} = 17.$$

Знаходимо зусилля переміщення диска відносно ролика в процесі повороту рами. З цією метою, враховуючи, що $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 29,72}{30} = 3,11 \text{ с}^{-1}$; $t = \frac{60}{n_{em}} = \frac{60}{14,86} = 4,037 \text{ с}$ та прийнявши $\Delta l = 0,1 \text{ мм}$; $l_1 = 250 \text{ мм}$; $l_2 = 275 \text{ мм}$, із залежностей (10) – (12) маємо:

$$F_{mp} = \frac{183,6 \cdot 50}{2 \cdot 0,75 \cdot 60} = 102 \text{ Н}; \quad v_{cp} = \frac{30 \cdot 6 \cdot 3,11}{2 \cdot 60} = 4,66 \text{ мм/с}; \quad v_n = \frac{0,1 \cdot 275}{250 \cdot 4,037} = 0,0272 \text{ мм/с}.$$

Підставивши одержані результати в вираз (9), знаходимо необхідне зусилля переміщення диска відносно ролика в процесі повороту рами: $F_n = 0,59 \text{ Н}$. Тоді коефіцієнт стабільності зусилля відтяжки полотна K , що його забезпечує запропонований механізм відтягнення полотна, згідно з (5), (6) буде дорівнювати:

$$K = \frac{183,5 - 0,59 \cdot \frac{275}{250}}{183,6 + 0,59 \cdot \frac{275}{250}} = 0,99.$$

Висновки. Аналізуючи результати досліджень, можемо зробити наступні висновки:

- конструкція запропонованого механізму відтягнення полотна, працездатна, надійна та ефективна в роботі;
- використання запропонованого механізму відтягнення полотна у складі круглов'язальної машини дозволяє підвищити надійність та довговічність роботи як самого механізму, так і якість трикотажного полотна;
- запропонований механізм відтягнення полотна та метод вибору його параметрів може бути використана не тільки для круглов'язальних, а і для інших типів в'язальних машин.

Література

1. Гарбарук В.Н. Проектирование трикотажных машин / Гарбарук В.Н. – Л. : Машиностроение, 1980. – 472 с.
2. Піпа Б.Ф. Механізми відтяжки та накатування полотна круглов'язальних машин / Б.Ф. Піпа, О.М. Хомяк, О.Ю. Олійник. – К. : КНУТД, 2009. – 234 с.
3. Піпа Б. Ф. Деталі машин : підручник / Б. Ф. Піпа, О. М. Хомяк, А. І. Марченко. – К. : КНУТД, 2011. – 358 с.
4. Пронин Б.А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / Б.А. Пронин, Г.А. Ревков. – М. : Машиностроение, 1967. – 404 с.
5. Машины кругловязальные типа КО-2. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. – Черновцы, 1992. – 86 с.