

**І. Завірохін, канд. техн. наук**

*ТОВ Тернопільський науково-технічний центр “ЕНВОС”*

**ПРИКЛАД ПОЄДНАННЯ ПРИНЦИПІВ РОБОТИ  
ФРИКЦІЙНОГО ТА ГВИНТОВОГО МЕХАНІЗМІВ**

*Розглядається конкретний приклад поєднання принципів роботи фрикційного і гвинтового механізмів у єдиний фрикційно-гвинтовий механізм для надання одночасно обертового і поступального руху робочій ланці, яка має гвинтову твірну, описується методика орієнтовного розрахунку діючих сил, вказується можливість застосування запропонованої схеми при проектуванні верстатів навивки двошарових пружин, калібрування довгих гвинтів, різних приладів і механізмів.*

**I. Zavirokhin**

**THE EXAMPLE AS OPERATING PRINCIPLES INTEGRATION  
OF THE FRICTION AND SCREW MECHANISMS**

*Annotation. There is considered an concrete example as the operating principles integration of the friction and screw mechanisms for the simultaneous rotary and forward movement to the working link with the screw element, approximate calculation of the operating forces is offered, a possibility for the applying of the offered schema by the designing of the double-layer spring winding workbench, the long screw's calibration workbench and other different devises and mechanisms is explained.*

На даний час в механіці гвинтові і фрикційні механізми розглянуті [1,2,3] окремо одне від одного. До складу гвинтових механізмів входить гвинтова пара, яка є однорухомою і належить до пар п'ятого класу. Фрикційні сили, що виникають в них, створюють опір відносному рухові ланок пари гвинт-гайка, входять до складу негативних сил і використання їх, в більшості випадків, не передбачається. Застосування фрикційних механізмів обмежується їх особливостями. Кінематичні пари в них також є однорухомими, бо обертовий або поступальний рух однієї ланки надає другій ланці тільки обертовий або поступальний рух.

Однак є інженерні задачі, які неможливо вирішити кожним з механізмів окремо. Наприклад, калібрувати тонкі довгі гвинти способом надання їм реверсивного обертово-поступального руху шляхом затиску проміж калібруючі ролики. Тому пошук схем, які можуть поєднати принципи роботи цих двох механізмів, є актуальною задачею.

Пропонується розглянути п'ятиланковий фрикційно-гвинтовий тривалковий механізм [4]. Схема механізму, аксонометрія зображена на рисунку 1. Конструктивна схема, вигляд збоку - на рисунку 2. Варіанти профілю кільцевої нарізки валка - на рисунку 3. Розрахункові схеми діючих сил – рисунок 4.

Механізм (рис.1 і 2), складається з нерухомої стійки 1, обертових циліндричних валків 2,3,4 з паралельними осями, гвинтової рухомої проміжної ланки 6, кронштейна 7 на осі 8 і затискача 9.

Стойка 1 – корпус механізму. Привідний валик 2 (привід не зображений) має кільцеву нарізку 5 потрібного профілю з кроком  $t$  і однакового діаметру  $D$  по довжині нарізки, (рис.3). Валик 3 опорний, вільно обертовий. Валик 4 притискний, вільно обертовий, закріплений на кронштейні 7, який повертається на осі 8 і притискається до рухомої ланки затискачем 9. Опорний та притискні валки 3,4 можуть мати кільцеву нарізку 5 потрібного профілю або бути гладкими. В даному випадку застосуємо валки 3,4 з гладкою поверхнею.

Механізм працює наступним чином. Ланка 6 встановлюється на валки 2,3 так, щоб виступи її гвинтової поверхні розташувались у впадинах кільцевої нарізки 5 валка 2. Притискний валик 4 опускають на ланку 6 і притискають зусиллям  $Q$  затискачем 9. Утворюється фрикційна пара. Після включення приводу, валик 2 починає обертатись і

за рахунок фрикційних сил обертає ланку 6, а вона передає обертовий рух валкам 3,4. При цьому бічні сторони кільцевої нарізки 5 точково контактують з поверхнями гвинтової твірної ланки 6 і надають їй рух вздовж осі валків. Тобто утворилась дво-рухома кінематична пара четвертого класу. Гвинтова ланка 6 одночасно обертається і поступально рухається вздовж своєї осі. Процес сталий і потужний залежно від сили  $Q$  притиску та кількості кільцевих канавок 5. Довжина ланки 6 не обмежується, а її рух може бути реверсивним, залежно від напрямку обертів приводу.

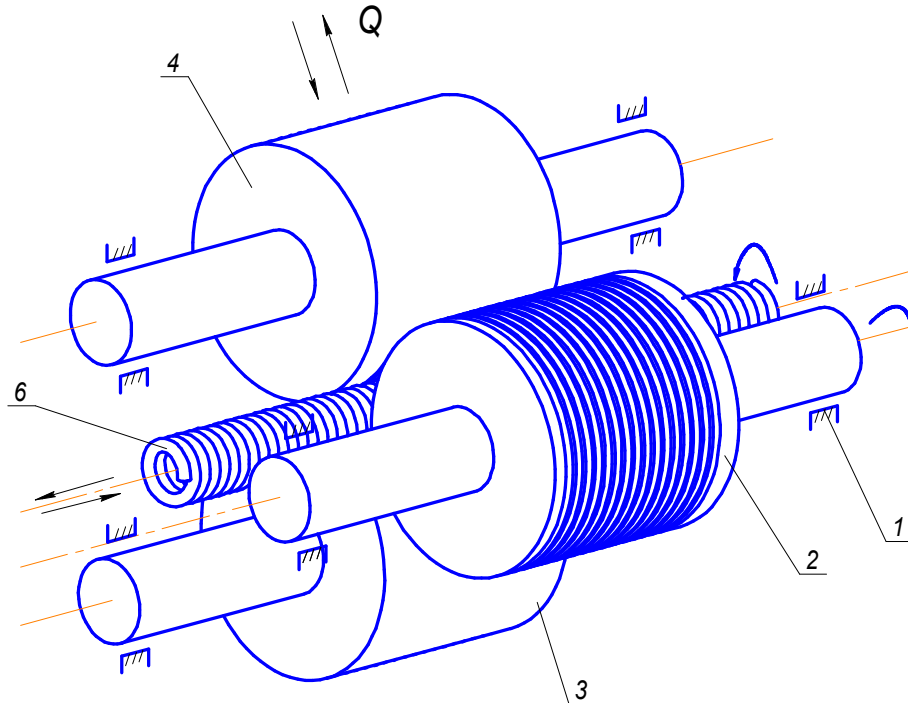


Рисунок 1 – Схема механізму, аксонометрія

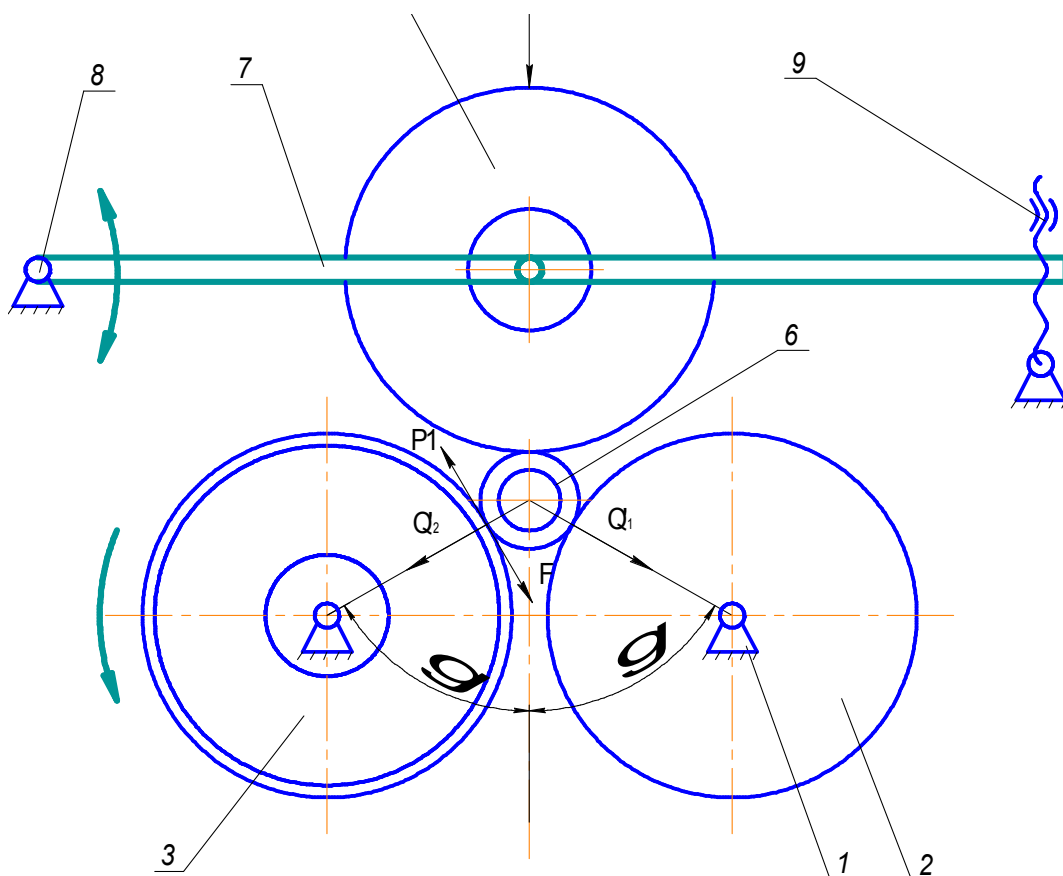


Рисунок 2 – Конструктивна схема механізму, вигляд збоку

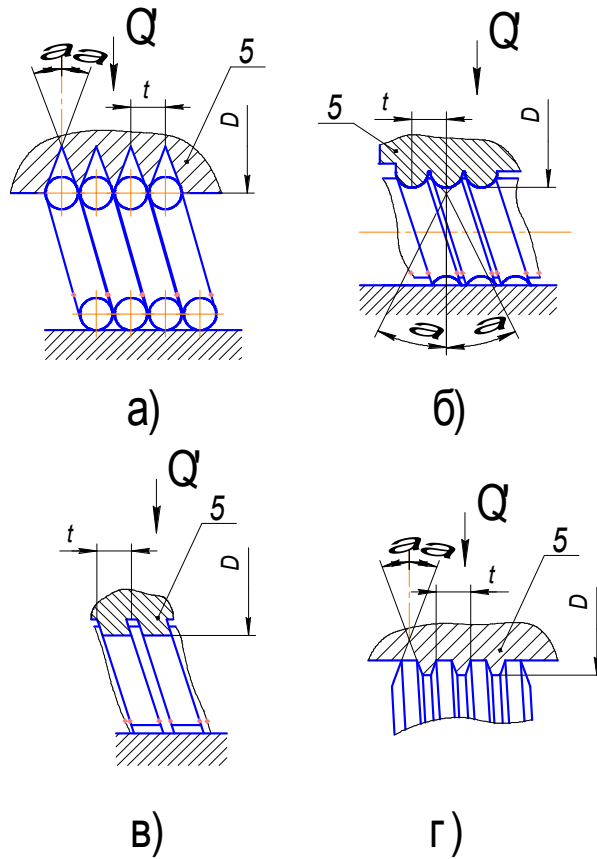


Рисунок 3 - Варіанти профілю кільцевої нарізки валка:  
 а) трикутна; б) сферична; в) прямокутна; г) трапеція

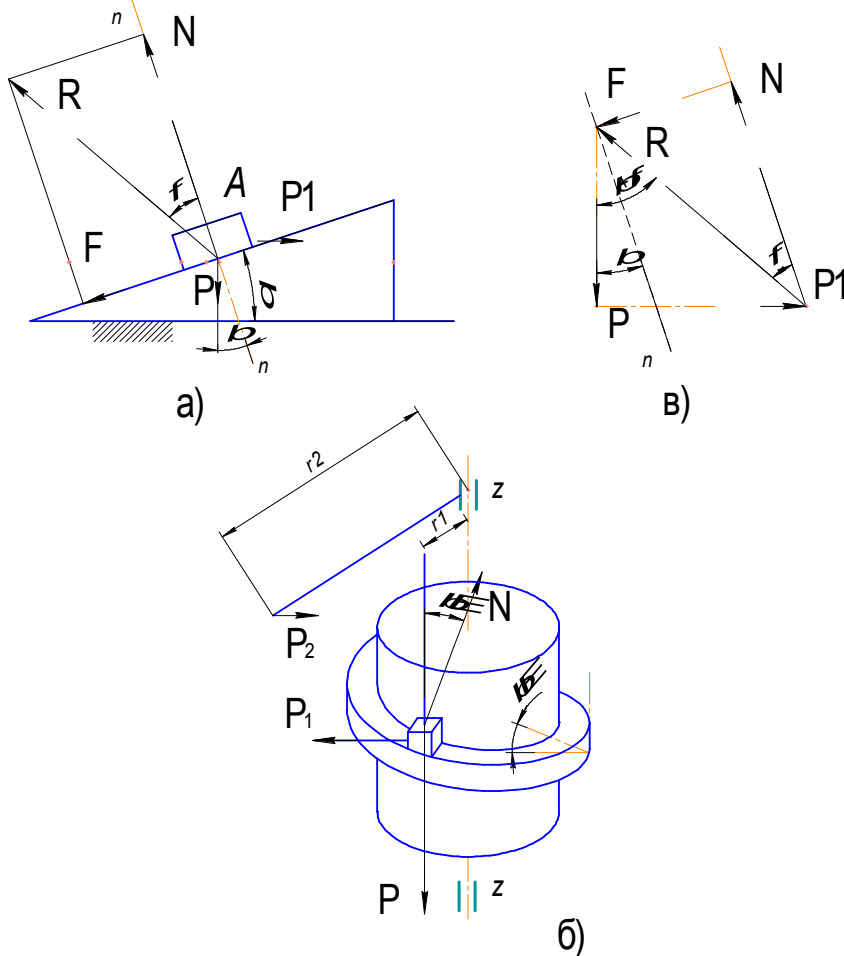


Рисунок 4 - Розрахункові схеми діючих сил:  
 а) розподіл сил; б) просторова схема гвинтової пари; в) план сил

Орієнтовний розрахунок сил, діючих у фрикційно-гвинтовій парі з прямокутним профілем, проводимо методом розгортання середньої лінії гвинтової твірної на площину [1] і зведенням сил до дії сил на повзун, розташований на похиленій поверхні (рис. 4), де  $\beta$  - кут підйому гвинтової лінії рухомої ланки 6.

Рух дільниці А кільцевої нарізки 5 валка 2 створює на гвинтовій поверхні рухомої ланки 6 осьову силу  $P$  і силу  $P_1$  в площині, перпендикулярній до осі гвинта. Сила  $P_1$  прикладена на відстані  $r_1$  від осі  $z-z$  до точки контакту рухомої ланки з поверхнею кільцевої нарізки валка і створює робочий обертовий момент  $M_1$ . Зовнішня сила  $P_2$  прикладена на відстані  $r_2$  і створює момент опору  $M_2$ .

Щоб гвинтова ланка 6 рівномірно оберталась навколо своєї осі і рухалась вздовж осі  $z-z$  треба витримати співвідношення

$$M_1 \geq M_2 \quad \text{або} \quad P_1 r_1 \geq P_2 r_2.$$

Будуємо план сил згідно з рівнянням рівноваги сил, діючих на гвинт (рис.4в).

З плану сил визначаємо співвідношення сили опору  $P_2$  і осьової сили  $P$

$$P_2 \leq P \operatorname{tg}(\beta + \varphi) r_1 / r_2, \quad (1)$$

де  $\varphi$  - кут тертя.

Силу  $P_1$ , яку створює фрикційне зчеплення валків 2.3.4 з рухомою проміжною ланкою 6 і яка надає їй робочий обертовий момент  $M_1$ , визначаємо згідно із залежностями з розрахунку тертя в передачах з фрикційними колесами [1] та схемами сил (рис.2).

Для прямокутного профілю :

$$P_1 = Q \cos \gamma f n, \quad (2)$$

де  $Q$  – зусилля притиску, кН;  $\gamma$  - кут між напрямками дії сили  $Q$  і її складових  $Q_1, Q_2$ ;  $f$  – коефіцієнт тертя;  $n$  – кількість кільцевих канавок, шт.

Для трикутних та круглого профілів канавок застосуємо схему [1] фрикційної передачі з клинчастими колесами, а саме:

$$P_1 = Q \cos \gamma f n / \sin \alpha, \quad (3)$$

де  $\alpha$  - кут профілю кільцевої канавки.

Окрім цього, для визначення коефіцієнта тертя при осьовому русі у гвинтових парах з трикутним профілем наближено [1] вважають, що рух гвинта подібний руху клинового повзуна по жолобу і користуються формулою:

$$f_1 = f / \cos \beta,$$

тому

$$P_1 = Q \cos \gamma f n / \sin \alpha \cos \beta. \quad (4)$$

**Висновки.** Розглянуто приклад, схеми і принцип роботи фрикційно-гвинтового механізму, дано орієнтовний розрахунок його параметрів. Результати можуть бути застосовані при проектуванні механізмів для виготовлення двошарових пружин, калібрування довгих гвинтів, передачі руху та створення силової дії на інші тіла в приладах і механізмах.

Механізм спроектований, виготовлений і застосований для завивки сталевго бандажу трикутного профілю між витків гвинтової пружини розтягу. На практиці досліджено, що при зовнішньому діаметрі пружини від 6мм і більше механізм створює робочий момент, здатний подолати момент опору сталевго бандажу і надати потужний обертово-поступальний рух пружині.

### Література

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. 3-е издание, переработанное и дополненное. - М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1975.-640с.
2. Артоболевский И.И. Механизмы в современной технике. Справочное пособие в 7 томах. Т.5.: Кулачковые и фрикционные механизмы. Механизмы с гибкими звеньями. – 2-е издание, переработанное. - М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1981.-400с.
3. Теорія механізмів і машин: Підруч. / Я.Т.Кіницький.-К.: Наукова думка, 2002.-660с.
4. Патент України UA №76806 П'ятиланковий фрикційно-гвинтовий тривалковий механізм. F16H15/00, бюл.№9, 2006 р.