

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ТЕРТЯ В ШАРНІРАХ ЗАХВАТНОГО ПРИБОРУ НА СИЛУ ЗАТИСКУ**

**В. Мажара**, канд. техн. наук, доцент  
Центральноукраїнський національний технічний університет

На сучасному етапі розвитку промислового виробництва дедалі більшої актуальності набуває впровадження гнучких автоматизованих систем, до складу яких входять верстати з числовим програмним управлінням, системи керування і промислові роботи. Раціональне й ефективне застосування роботів передбачає дослідження умов затиску та детальний розрахунок конструкції захватного пристрою, який є однією з найвідповідальніших складових роботизованої системи [1].

Питання розрахунку сили затиску в захватних пристроях промислових роботів розглядалося в роботах багатьох авторів. Зокрема ці питання висвітлені в роботах [2] та [3]. Метою ж даного дослідження є зниження масо-габаритних характеристик захвату робота шляхом урахування сил тертя в шарнірах пристрою під час розрахунків, що, у свою чергу, дозволить зменшити необхідний коефіцієнт запасу міцності.

Тож, виконаємо силовий аналіз затискного механізму задля встановлення силового передавального співвідношення [4]. У межах цього аналізу розглянемо схеми прикладених сил і крутних моментів, що діють на ведучу ланку затискного механізму в процесі затиску деталі (див. рис. 1 і 2).

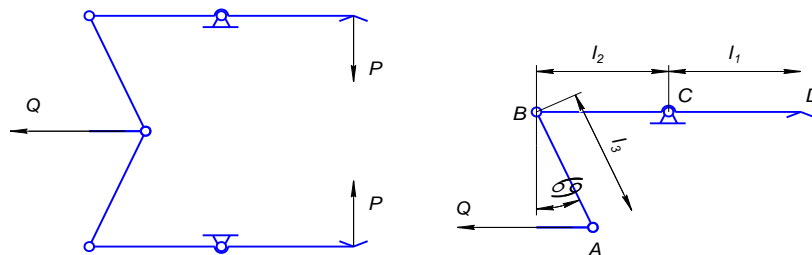


Рисунок – 1 Кінематична і розрахункова схеми пристрою

Моменти сил тертя в шарнірах визначаються залежностями:

$$M_B = \frac{d \cdot \operatorname{tg} \rho}{2} \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BX}^2}; \quad (1)$$

$$M_A = \frac{d \cdot \operatorname{tg} \rho}{2} \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2}; \quad (2)$$

де  $d$  – діаметр осі шарніру пристрою;

$\rho$  – кут тертя.

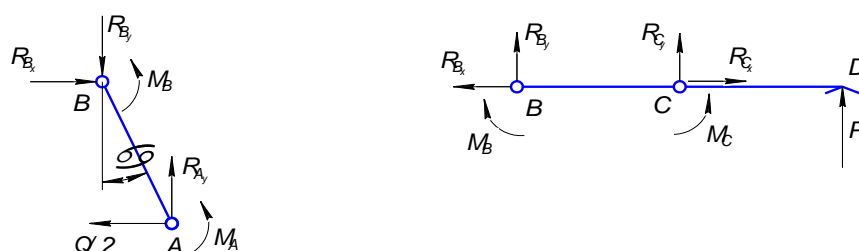


Рисунок – 2 Схеми сил та крутних моментів на ланках АВ і ВD

Сила на штоці приводу ( $Q$ ) діє на ланку пристрою виключно в горизонтальному напрямку, тож сили реакції опор  $R_{Bx}$  і  $R_{Ax}$ , які діють в шарнірах В і А можна не враховувати, а значить моменти сил тертя в зазначених шарнірах визначаються відповідними залежностями:

$$M_B = \frac{d \cdot \operatorname{tg} \rho}{2} R_{By}; \quad (3)$$

$$M_A = \frac{d \cdot \operatorname{tg} \rho}{2} R_{Ay}. \quad (4)$$

Стан рівноваги ланки АВ можна описати системою:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0; \\ \sum M_B = 0 \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{cases} R_{Bx} = \frac{Q}{2} \\ R_{By} = R_{Ay} \\ \frac{Q}{2} \cdot l_3 \cdot \cos \alpha = M_A + R_{Ay} \cdot l_3 \cdot \sin \alpha \end{cases} \quad (6)$$

Із залежностей (6) маємо:

$$R_{By} = \frac{Q \cdot l_3 \cdot \cos \alpha}{d \cdot \operatorname{tg} \rho + l_3 \cdot \sin \alpha}. \quad (7)$$

де  $\alpha$  – кут між віссю ординат і ланкою АВ.

Аналогічним чином розглянемо стан рівноваги ВD, який описується системою:

$$\begin{cases} \sum F_x = 0 \\ \sum F_y = 0; \\ \sum M_C = 0 \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{cases} R_{Cx} = R_{Bx} \\ R_{Cy} = R_{By} + P \\ F \cdot l_1 = M_B + R_{By} \cdot l_2 \end{cases} \quad (9)$$

З системи (9) отримуємо:

$$R_{By} = \frac{2 \cdot P \cdot l_1}{d \cdot \operatorname{tg} \rho + 2 \cdot l_2}. \quad (10)$$

Виконавши порівняння формул реакції  $R_{By}$  (7) і (10), можемо отримати залежність для встановлення сили  $Q$ , що має діяти на штоці приводу:

$$Q = \frac{2 \cdot P \cdot l_1 \cdot (d \cdot \operatorname{tg} \rho + l_3 \cdot \sin \alpha)}{l_3 \cdot \cos \alpha \cdot (d \cdot \operatorname{tg} \rho + 2 \cdot l_2)}. \quad (11)$$

Дослідження показали, що одним із ключових факторів, які впливають на параметри силового приводу, є величина кута  $\alpha$ . Зменшення цього кута дозволяє знизити навантаження на привід, а отже – зменшити його розміри. Однак, при використанні малих значень  $\alpha$  зростає ризик проходження шарнірного механізму через так зване «мертве положення», що може призвести до мимовільного розкриття захвату.

Крім того, встановлено, що використання шарнірів з осями більшого діаметру спричиняє

підвищення сил тертя, що, в свою чергу, веде до зростання втрат енергії та збільшення габаритів силового приводу. Зменшення сили тертя в шарнірах – зокрема, шляхом оптимізації матеріалів шарнірних пар, використання високоефективного мастила або впровадження підшипників ковзання – є ефективним методом покращення конструктивних параметрів приводу.

Таким чином, оптимізація кута  $\alpha$  та зменшення тертя в кінематичних парах є взаємопов'язаними завданнями, які суттєво впливають на ефективність і компактність силових механізмів захватних пристроїв роботів.

### Список літератури

1. Павленко І.І., Мажара В.А. Роботизовані технологічні комплекси: Навчальний посібник. – Кіровоград: КНТУ, 2010. – 392 с.
2. Годунко, М. О., Кислун, О. А., Мажара, В. А., Щербина, В. К., Кравченко, Р. А., & Ключкін, В. В. (2023). Розробка методики силового розрахунку вертикально орієнтованого захватного пристрою. // Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки : зб. наук. пр. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - Вип. 7(38). - Ч. 2. - С. 27-33.
3. Мажара В.А. Визначення кутів повороту ведучих ланок адаптивного захватного пристрою / Мажара В.А., Годунко М.О, Кислун О.А. // Збірник наукових праць КНТУ / техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація / - Вип. 27. Кіровоград: КНТУ, 2014. - С. 28 - 33.
4. Плечко О. В., Мажара В. А. Вплив тертя на сили затиску в захватних пристроях промислових роботів // Наука–виробництву, 2013. – 2013. – С. 97.