

ОСОБЛИВОСТІ АНАЛІЗУ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАХВАТНИХ ПРИСТРОЇВ РОБОТІВ

Годунко М.О.

Кіровоградський національний технічний університет

Визначені сили затиску транспортованих промисловим роботом деталей забезпечуються двигуном привода захвата через проміжні передачі. Для ґрунтовного дослідження силових навантажень захватних пристроїв важливо знати особливості передачі сил через проміжні передачі та вплив їх параметрів на ці процеси. Із загальної структури захватних пристроїв необхідна сила створювана двигуном пристрою Q , з урахуванням необхідних сил затиску (P_i) та передавальних відношень (i_i) проміжних передач дорівнює:

$$Q = \sum_{i=1}^n P_i / i_i$$

Таким чином, для визначення потрібної сили привода необхідно знати величини передавальних відношень використовуваних проміжних передач. Важливою складовою цих передач є затискні важелі із затискними призми, які забезпечують необхідні сили затиску. Так як захват робота повинен бути достатньо універсальним, то це дозволить йому утримувати деталі різних діаметрів. Відповідно кожному діаметру утримуваної деталі буде відповідати своє значення передавальних відношень затискних важелів. Тому для виконання розрахунку захватного пристрою потрібно визначити величину вказаних передавальних відношень.

Для вирішення поставленого завдання складено розрахункову схему затискного важеля з утримуваною деталлю (рис.1). На даній схемі вказані наступні основні конструктивні параметри затискного важеля: L – довжина важеля; α – кут затискної призми; γ – кут приєднання затискної призми до затискного важеля; a – відстань опори затискного важеля відносно вісі симетрії захватного пристрою. Із наведеної розрахункової схеми визначаємо довжини плеч (l_1 ; l_2) прикладання сил затиску (P_1 ; P_2):

$$l_1 = CF = AF + AC = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2);$$

$$l_2 = EM = EN - MN = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2);$$

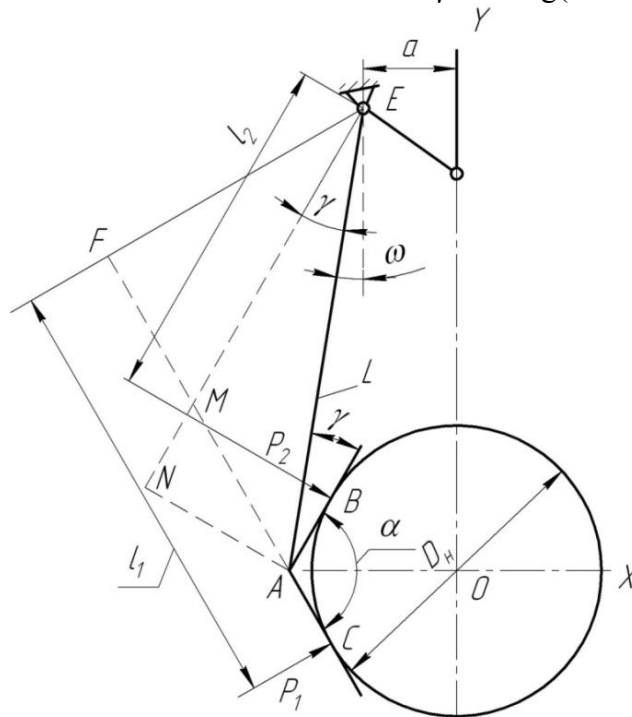


Рис.1. Розрахункова схема затискного важеля та діаметр утримуваної деталі:

$$D = 2 (a \pm L \sin \omega) \sin \alpha/2,$$

де ω – кут відхилення затискного важеля від «вертикального» вихідного положення, який дорівнює:

$$\omega = 90 - \alpha/2 - \gamma.$$

Тоді:

$$D = 2 [a \pm L \sin (90 - \alpha/2 - \gamma)] \sin \alpha/2.$$

Із наведених вище рівнянь видно, що довжини плеч прикладання сил затиску залежать від конструктивних параметрів затискних важелів (L) з відповідними кутами α і γ та параметрів затискної призми, яка виражається через діаметр утримуваної деталі (D) та кут призми (α). Складова затискної призми в плечі l_1 додається до складової (L), а в плечі l_2 , ця складова віднімається від складової L . Відповідно, формули довжини плеча l_1 можна записати:

$$l_1 = l_{11} + l_{12}$$

де

$$l_{11} = L \cdot \cos (180 - \alpha - \gamma)$$

$$l_{12} = D/2 \cdot \operatorname{tg} (90 - \alpha/2)$$

Таким чином, перша складова прямо пропорційно залежить від L та $\cos(180 - \alpha - \gamma)$. Якщо потрібно забезпечувати зменшення плеча l_{11} , то це можна вирішувати як за рахунок зменшення L , так і (або) зменшення $\cos(180 - \alpha - \gamma)$, що відповідно досягається за рахунок збільшення величини кута ($180 - \alpha - \gamma$), що має місце при зменшенні кута призми (α) та кута її приєднання (γ).

Друга складова (l_{12}) залежить від діаметра утримуваної деталі (D) і кута затискної призми (α). Якщо ставиться задача зменшення цієї складової, то при затиску деталі конкретного діаметру, вирішити поставлене питання можна за рахунок зменшення $\operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$, а відповідно за рахунок збільшення кута затискної призми. Отриманий висновок є протилежним по відношенню величини l_{11} , де кут призми, при одній і тій же умові, потрібно зменшувати, а для величини l_{12} – збільшувати.

Подібно можна проаналізувати формулу довжини плеча l_2 .

Виконаний аналіз передавальних відношень плеч сил затискних важелів дозволив вперше встановити аналітичні залежності, які дають змогу визначати довжини плеч прикладання сил затиску затискними важелями від конструктивних параметрів затискних важелів (L , α , γ) та діаметра утримуваної деталі (D). Визначені аналітичні залежності можуть бути покладені в основу спеціальних програм, по яким можна виконувати розрахунок захватних пристроїв та корегувати сили затиску в процесі функціонування робота при транспортуванні деталей різних розмірів в різних напрямках їх переміщень та при різних умовах здійснення рухів.

Дані розрахунки є одним з важливих кроків до визначення найбільш доцільних конструкцій захватних пристроїв для вибраних умов затиску.

Список літератури

1. Павленко І.І. Промислові роботи: основи розрахунку та проектування/Павленко І.І. - Кіровоград: КНТУ, 2007. – 420с.
2. Павленко І.І. Конструктивна та силова структура захватних пристроїв промислових роботів/ Павленко І.І., Годунко М.О. – Кіровоград: КНТУ, 2006.-С.44-49.- (Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин; вип. 36).
3. Павленко І.І. Показники оцінки якості захватних пристроїв промислових роботів / Павленко І.І., Годунко М.О. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – С.65 – 68. – (Збірник наукових праць КНТУ. Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація; вип. 18).