

І.І.Павленко, д-р техн. наук, проф., М.О.Годунко, пров. фах.  
 Кіровоградський національний технічний університет

## Аналіз передавальних відношень плеч сил затискних важелів захватних пристроїв роботів

У даній статті описано аналіз впливу складових плеч сил затискних важелів захватних пристроїв промислових роботів. Також у статті наведено графіки впливу визначених складових, які побудовані для умов реальної можливості утримування деталі захватними важелями. По отриманим залежностям зроблено практичні висновки.

**захватні пристрої, передавальні відношення, промислові роботи, затискні важелі**

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. Важливою складовою цих передач є затискні важелі із затискними призми, які забезпечують необхідні сили затиску. Кожному діаметру утримуваної деталі відповідає своє значення передавальних відношень затискних важелів. Тому для виконання розрахунку захватного пристрою потрібно визначити величину вказаних передавальних відношень.

Затискні важелі мають особливе конструктивне виконання, так як вони являють собою комбінований обертово-рухомий важіль, до одного із кінців якого приєднана затискна призма. На рис.1 показано розрахункову схему затискного важеля з утримуваною деталлю, де вказані слідуючі основні конструктивні параметри затискних важелів:

$L$  – довжина важеля;

$\alpha$  – кут затискної призми;

$\gamma$  – кут приєднання затискної призми до затискного важеля;

$a$  – відстань опори затискного важеля відносно вісі симетрії захватного пристрою.

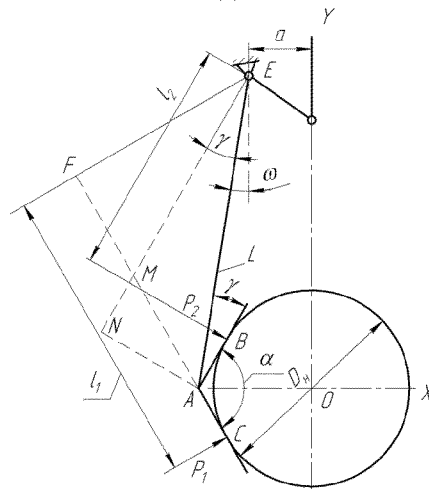


Рисунок 1 - Розрахункова схема затискного важеля

Складова передавальних відношень важелів визначається довжиною плеч прикладання сил затиску, які розраховуються рівняннями, які мають однаковий загальний вигляд для різних варіантів утримування деталей:

$$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2); \quad (1)$$

$$l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2). \quad (2)$$

Різниця для відзначених варіантів визначається величиною конструктивних параметрів затискних важелів ( $L$ ,  $\alpha$ ,  $\gamma$ ) та діаметром утримуваних деталей ( $D$ ). Величина плеч включає дві складові, це: складова довжини затискного важеля ( $L$ ) з відповідними кутами  $\alpha$  і  $\gamma$  та складова затискної призми, яка виражається через діаметр утримуваної деталі та кут затискної призми. Складова затискної призми в плечі  $l_1$  додається до складової ( $L$ ), а в плечі  $l_2$ , ця складова віднімається від складової  $L$ . Відповідно, із аналізу формули довжини плеча  $l_1$ , її можна записати:

$$l_1 = l_{11} + l_{12}; \quad (3)$$

де

$$l_{11} = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma); \quad (4)$$

$$l_{12} = D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2). \quad (5)$$

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 ( $\alpha$ ) та кута її приєднання ( $\gamma$ ).

Друга складова ( $l_{12}$ ) залежить від діаметра утримуваної деталі ( $D$ ) і кута затискної призми ( $\alpha$ ). 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  $l_2$ :

$$l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2) = l_{21} - l_{22}; \quad (6)$$

де

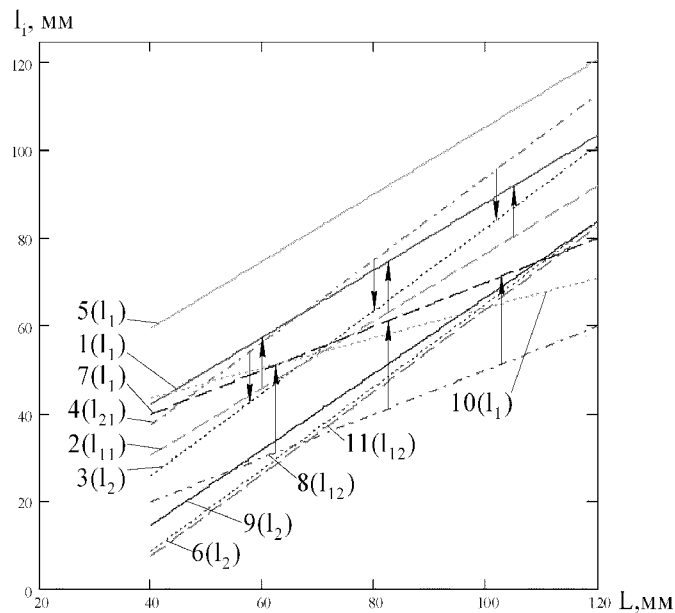
$$l_{21} = L \cdot \cos \gamma; \quad (7)$$

$$l_{22} = D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2). \quad (8)$$

Перша складова довжини цього важеля прямопропорційно залежить від загальної довжини затискного важеля ( $L$ ) та кута приєднання затискної призми  $\gamma$  до затискного важеля. Тому, наприклад, зменшення довжини цієї складової ( $l_{21}$ ) можна реалізувати в основному за рахунок величини  $L$  і в обмеженій мірі за рахунок кута  $\gamma$ . Ці висновки співпадають з висновками отриманими для складової  $l_{11}$ .

Друга складова ( $l_{22}$ ) за величиною такаж як і складова  $l_{12}$ , з тими ж висновками, але з принциповою відмінністю, що в довжині плеча  $l_1$ , складова  $l_{12}$  додається до складової  $l_{11}$ , а в довжині  $l_2$  складова  $l_{22}$  віднімається. Більш детально особливості цих залежностей наведені на рис.2; 3; 4; 5.

На рис.2 представлено вплив довжини затискного важеля ( $L$ ) на довжину плеч  $l_1$  і  $l_2$ .

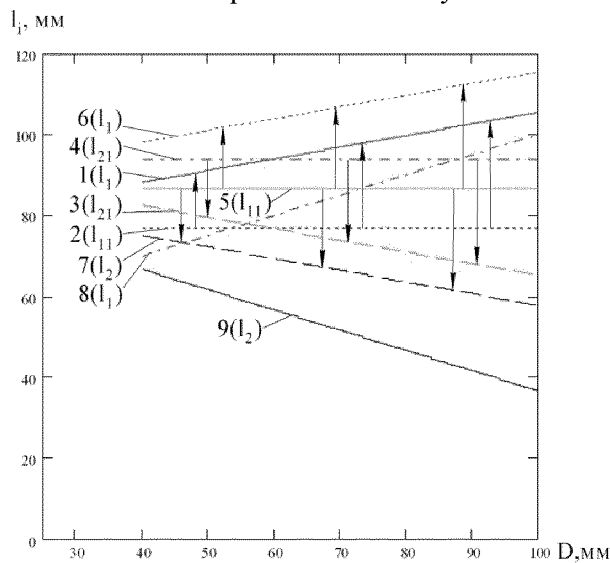


- |   |  |
|---|--|
| 1 - $l_1$ ( $D=40$ ; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=20^\circ$ );    | 6 - $l_2$ ( $D=100$ ; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=20^\circ$ );  |
| 2 - $l_{11}$ ( $D=40$ ; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=20^\circ$ ); | 7 - $l_1$ ( $D=40$ ; $\alpha=90^\circ$ ; $\gamma=30^\circ$ );    |
| 3 - $l_2$ ( $D=40$ ; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=20^\circ$ );    | 8 - $l_{12}$ ( $D=40$ ; $\alpha=90^\circ$ ; $\gamma=30^\circ$ ); |
| 4 - $l_{21}$ ( $D=40$ ; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=20^\circ$ ); | 9 - $l_2$ ( $D=40$ ; $\alpha=90^\circ$ ; $\gamma=30^\circ$ );    |
| 5 - $l_1$ ( $D=100$ ; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=20^\circ$ );   | 10 - $l_1$ ( $D=60$ ; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=20^\circ$ );  |
|   | 11 - $l_2$ ( $D=60$ ; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=20^\circ$ ).  |

Рисунок 2 - Залежності довжини плеч сил затиску від довжини затискних важелів

При побудові цих та інших графіків прийняті умови реальної можливості утримування деталі захватними важелями при вказаних вихідних даних. Окрім цього, при встановленні наведених залежностей прийнята умова утримування деталей номінального діаметру (див.рис.1). Досліджувані залежності на рисунку представлені як окремими складовими ( $l_{11}$ ;  $l_{12}$ ;  $l_{21}$ ;  $l_{22}$ ), так і підсумковими значеннями  $l_1$  і  $l_2$ . Для цього на рис.2 спочатку наведені складові  $l_{11}$  і  $l_{21}$ , а потім до  $l_{11}$  додана (вказана стрілкою вгору) складова  $l_{12}$ , а від  $l_{21}$  віднята (вказана стрілкою вниз) складова  $l_{22}$ . Така форма представлення графічних залежностей розкриває детально як впливають ті чи інші складові конструкції затискного важеля та умов утримання деталей на величину плеч прикладання сил затиску. Залежності представлені лініями 1...9 побудовані за вищенаведених умов, що призводить до зміни центру вісі обертання затискних важелів. Якщо прийняти умову, що вісь обертання важелів та відстань між ними залишити незмінною, то вплив досліджуваних параметрів на довжину плеч прикладання сил затиску може бути коли діаметри утримуваних деталей не будуть відповідати номінальному, за виключенням тільки одного значення. З урахуванням цієї умови наведені залежності при відстані між осями обертання затискних важелів ( $a=40$ мм) представлені прямими 10, 11. Із всіх наведених залежностей видно, що вони мають лінійну залежність. Тобто збільшення довжини затискного важеля ( $L$ ) веде до збільшення довжин плеч  $l_1$  і  $l_2$  та їх складових  $l_{11}$  і  $l_{12}$  та  $l_{21}$  і  $l_{22}$ . Більш інтенсивне зростання плеч має місце при більшому куті призми ( $\alpha$ ) та утриманні деталей номінального діаметру. При зменшенні кута призми, ця інтенсивність зменшується. Дещо менша інтенсивність зростання плеч має місце і при утримуванні деталей, де відстань між осями їх обертання є величиною незмінною. Із наведених графіків також видно, що складові  $l_{11}$  та  $l_1$  паралельні між собою, як і відповідно прямі  $l_{21}$  та  $l_2$ . Це підтверджується змістом формул, де перша складова враховує довжину важеля ( $L$ ), а друга – діаметр утримуваної деталі ( $D$ ). На всіх залежностях  $l_1 > l_{11}$ , а  $l_{21} > l_2$ , що також відповідає структурі формул.

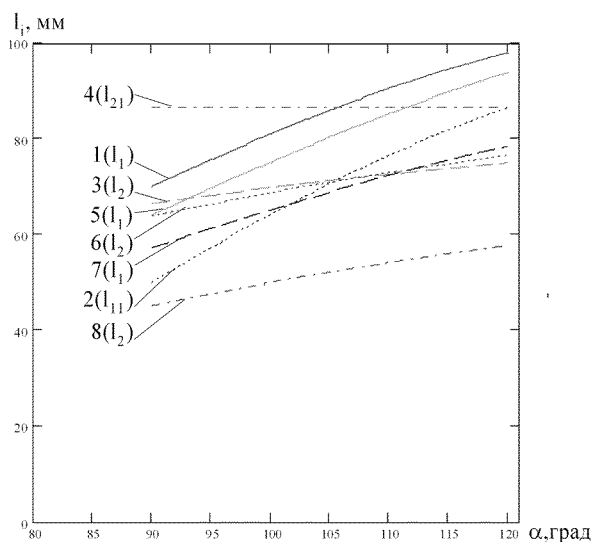
Залежність довжин плеч сил затиску від діаметру утримуваних деталей наведена на рис.3. На цьому рисунку також деякі залежності представлені у вигляді їх складових частин. Так прямі 2 та 4 відповідно представляють складові  $l_{11}$  та  $l_{21}$ , а їх підсумкові значення  $l_1$  та  $l_2$  – прямими 1 та 3. Для умов значень кутів  $\alpha=120^\circ$  та  $\gamma=30^\circ$  складові  $l_{11}$  та  $l_{21}$  – співпадають між собою, що представлено прямою 5 від якої вище представлена складова  $l_1$  (пряма 6), а нижче – складова  $l_2$  (пряма 7). При значенні кута затискних призм  $\alpha=90^\circ$  підсумкові залежності  $l_1$  та  $l_2$  представлені прямими 8 та 9. Із наведених залежностей можна зробити наступні висновки. Складові  $l_{11}$  та  $l_{21}$  не змінюються при зміні діаметра утримуваних деталей, так як вони у відповідних формулах оцінюються довжиною важеля (L) та кутами ( $\alpha$  і  $\gamma$ ). Тому ці складові на графіках представлені горизонтальними лініями, до яких додається або віднімається одна і та ж складова  $D/2 \cdot \text{tg}(90-\alpha/2)$ , що і враховує вплив діаметра утримуваної деталі. Відповідно при збільшенні цього діаметру (D) довжина плеч  $l_1$  – зростає, а довжина плеч  $l_2$  – зменшується. Інтенсивність зміни плеч при зменшенні кута затискних призм зростає.



- |  |   |
|--|---|
| 1 - $l_1$ (L=100; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=20^\circ$ );                | 6 - $l_1$ (L=100; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=30^\circ$ ); |
| 2 - $l_{11}$ (L=100; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=20^\circ$ );             | 7 - $l_2$ (L=100; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=30^\circ$ ); |
| 3 - $l_2$ (L=100; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=20^\circ$ );                | 8 - $l_1$ (L=100; $\alpha=90^\circ$ ; $\gamma=30^\circ$ );  |
| 4 - $l_{21}$ (L=100; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=20^\circ$ );             | 9 - $l_2$ (L=100; $\alpha=90^\circ$ ; $\gamma=30^\circ$ );  |
| 5 - $l_{11}$ та $l_{21}$ (L=100; $\alpha=120^\circ$ ; $\gamma=30^\circ$ ); |   |

Рисунок 3 - Залежність довжин плеч від діаметра утримуваної деталі

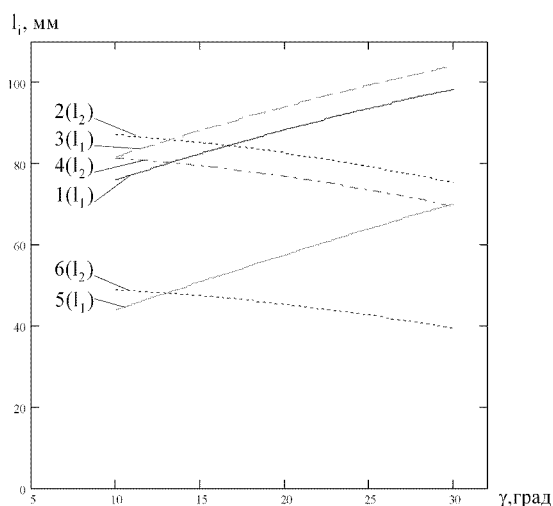
Вплив кута затискних призм на довжину плеч прикладання сил затиску представлено на рис.4. Із наведених графіків видно, що збільшення кута призм веде до збільшення плеч  $l_1$  та  $l_2$ . Більш інтенсивно від кута  $\alpha$  зростає величина плеча  $l_1$  при більшій довжині затискного важеля (L), в тому числі і складова цього плеча -  $l_{11}$ . В цих залежностях складова  $l_{11}$  становить основну частину в загальній величині  $l_1$ , так як складова  $l_{12}$  значно менше. В довжині плеча  $l_2$  основною є складова  $l_{21}$ , від якої віднімається  $l_{22}$ , що в підсумку визначає величину  $l_2$ . На цьому рисунку не показується стрілками додавання чи віднімання відповідних складових у формулах довжин плеч прикладання сил затиску.



- |  |   |
|--|---|
| 1 - $l_1$ (L =100; D=40; $\gamma=30^\circ$ );    | 5 - $l_1$ (L =100; D=60; $\gamma=20^\circ$ ); |
| 2 - $l_{11}$ (L =100; D=40; $\gamma=30^\circ$ ); | 6 - $l_2$ (L =100; D=60; $\gamma=20^\circ$ ); |
| 3 - $l_2$ (L =100; D=40; $\gamma=30^\circ$ );    | 7 - $l_1$ (L =80; D=60; $\gamma=20^\circ$ );  |
| 4 - $l_{21}$ (L =100; D=40; $\gamma=30^\circ$ ); | 8 - $l_2$ (L =80; D=60; $\gamma=20^\circ$ )   |

Рисунок 4 - Залежність довжин плеч від кута затискних призм

Додатковим параметром в конструкції затискного важеля є кут ( $\gamma$ ) приєднання затискної призми до вісі (L) важеля. Результати дослідження впливу цього кута на довжину плеч представлено на рис.5. Із наведених кривих можна зробити наступні висновки. Зміна кута  $\gamma$  значно впливає на зміну довжини плеча  $l_1$  і не суттєво на  $l_2$ . Абсолютна величина довжин плеч і в даних варіантах також досить різняться в залежності від інших конструктивних параметрів захватного пристрою (L і  $\alpha$ ) та діаметра утримуваної деталі. В цілому, збільшення кута  $\gamma$  веде до збільшення плеча  $l_1$  і до зменшення плеча  $l_2$ .



- |  |  |
|--|--|
| 1 - $l_1$ (L =100; D=40; $\alpha=120^\circ$ ); | 4 - $l_2$ (L =100; D=60; $\alpha=120^\circ$ ); |
| 2 - $l_2$ (L =100; D=40; $\alpha=120^\circ$ ); | 5 - $l_1$ (L =80; D=60; $\alpha=90^\circ$ );   |
| 3 - $l_1$ (L =100; D=60; $\alpha=120^\circ$ ); | 6 - $l_2$ (L =80; D=60; $\alpha=90^\circ$ )    |

Рисунок 5 - Залежність довжин плеч від кута приєднання затискної призми до затискного важеля

Таким чином, виконаний аналіз передавальних відношень плеч сил затискних важелів дозволяє зробити наступні висновки, що вперше встановлені аналітичні залежності, які дозволяють визначити довжину плеч прикладання сил затиску затискними важелями від конструктивних параметрів затискних важелів ( $L$ ,  $\alpha$ ,  $\gamma$ ) та діаметра утримуваної деталі ( $D$ ). Отримані залежності та наведені графіки дозволяють оцінювати вплив окремих параметрів на довжину плеч сил затиску, що дозволяє комплексно аналізувати силове навантаження захватних пристроїв та обґрунтовано вибирати їх конструктивні характеристики. Із виконаних досліджень встановлено, що довжини плеч прикладання сил затиску можуть бути як рівні або близькі по величині між собою, або відрізнятись до 2...3 раз. При цьому в деяких випадках довжина плеча «близької», до вісі обертання важеля, точки затиску може бути більшою за довжину плеча «віддаленої» точки затиску. 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.

## 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).

*И.Павленко, М.Годунко*

### **Анализ передаточных отношений плеч сил зажимных рычагов захватных устройств роботов**

В данной статье описан анализ влияния составляющих плеч сил зажимных рычагов захватных устройств промышленных роботов. Также в статье приведены графики влияния определенных составляющих, которые построены для условий реальной возможности удерживания детали зажимными рычагами. По полученным зависимостям сделаны выводы.

*I.Pavlenko, M.Godunko*

### **Analysis of transmission relations of shoulders of forces of clamping levers of grippers of robots**

The analysis of influence of making shoulders of forces of clamping levers of grippers of industrial robots is described in this article. Also the graphs of influence of certain constituents which are built for the terms of the real possibility of retaining of detail clamping levers are resulted in the article. On the got dependences conclusions are done.

Одержано 12.03.10