

Функціональні характеристики затискних важелів захватних пристроїв роботів

У даній статті описано спосіб визначення передавальних відношень, що забезпечуються затискними важелями захватного пристрою. Також у статті розглянуто схеми затиску з різними значеннями діаметрів деталі, а також з різними конструктивними параметрами затискних важелів. Результати розрахунків зведено в загальну таблицю.

захватні пристрої, передавальні відношення, промислові роботи, затискні важелі

Необхідні сили затиску утримуваних захватом деталей забезпечуються двигуном привода через проміжні передачі. Для ґрунтового 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 [1,2] необхідна сила створювана двигуном пристрою Q , з урахуванням проміжних передач та їх передавальних відношень (i_i) дорівнює:

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

Авторами статті розроблено методику розрахунку величини передавальних відношень використовуваних проміжних передач для визначення потрібної сили привода [1, 2, 3].

Важливим є визначення передавальних відношень забезпечуваних затискними важелями захватного пристрою. Відмінною ознакою вирішення цього питання є те, що затискні важелі представляють собою комбіновані механізми, які включають в себе елемент важільного механізму, до якого приєднана затискна призма. Дані механізми забезпечують необхідні сили затиску, контактуючи із циліндричною поверхнею утримуваної деталі. 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, в залежності від конструктивних параметрів захватного пристрою, та його затискних важелів, а також від розмірів утримуваних деталей. Наявність таких аналітичних залежностей дозволить оцінювати вплив відзначених параметрів на передавальні відношення та вирішувати питання пошуку найбільш доцільного виконання конструкцій захватних пристроїв із призматичними затискними елементами.

Для вирішення поставленого завдання складаємо розрахункову схему затискного важеля з утримуваною деталлю (рис.1). На даній схемі вказані слідуєчі основні конструктивні параметри затискного важеля:

α – кут затискної призми;

γ – кут приєднання затискної призми до затискного важеля;

a – половина відстані між опорами затискних важелів.

Довжини плеч (l_1 ; l_2) прикладання сил затиску (P_1 ; P_2) визначаються із рівнянь:

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

$$l_2 = EM = EN - MN = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2). \quad (3)$$

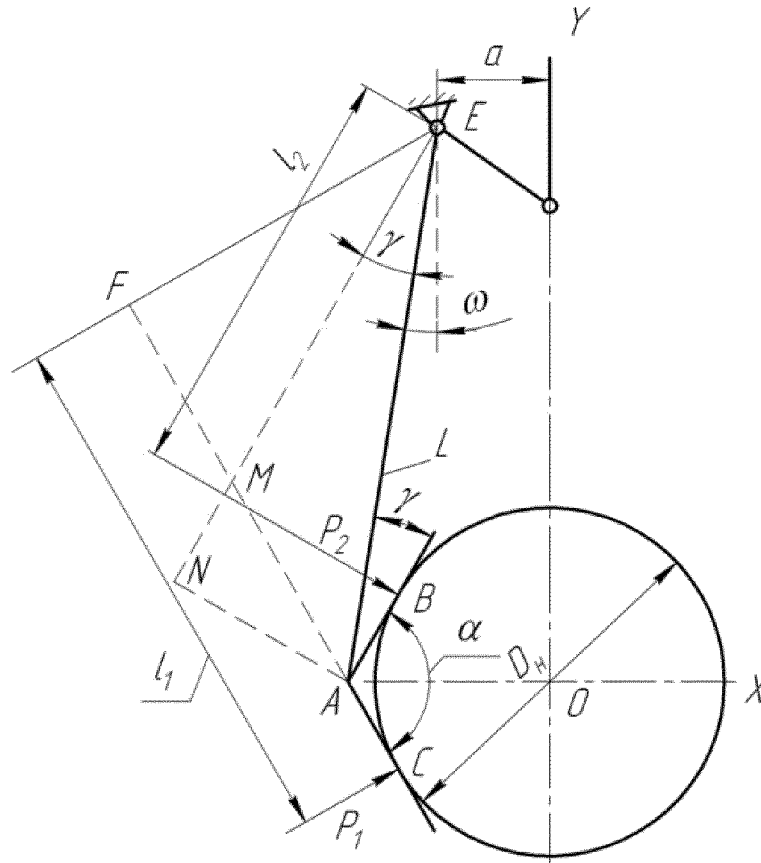


Рисунок 1 - Розрахункова схема захватного важеля

Діаметр утримуваної деталі:

$$D = 2 (a \pm L \sin \omega) \sin \alpha/2, \quad (4)$$

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

$$\omega = 90 - \alpha/2 - \gamma. \quad (5)$$

Тоді:

$$D = 2 [a \pm L \sin (90 - \alpha/2 - \gamma)] \sin \alpha/2. \quad (6)$$

У рівнянні знак (+) приймається коли відхилення важеля (точки A) від вертикалі (відносно точки E) здійснюється вліво, а (-) коли це зміщення відбувається – вправо.

Наведене рівняння дійсне для умови коли центр вершини затискної призми (точка A) співпадає з горизонтальною віссю – x. Такий діаметр приймаємо за номінальний $D = D_n$.

При співпаданні довжини важеля (L) з вертикальною віссю (рис.2) та при куту приєднання затискної призми γ рівним додатковому куту γ' , тобто коли $\alpha/2 + \gamma = 90^\circ$, номінальний діаметр утримуваної деталі буде:

$$D = D_H = 2a \sin \alpha/2. \quad (7)$$

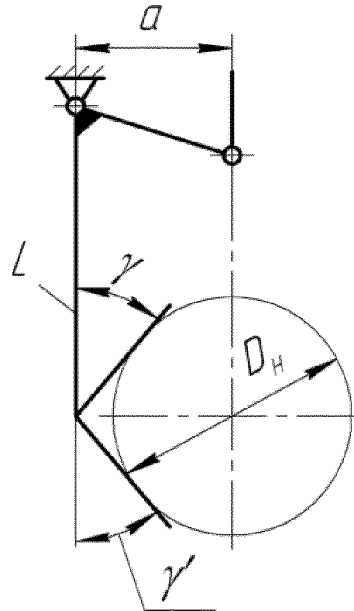


Рисунок 2 - Схема симетричного приєднання затискної призми відносно затискного важеля

Таким чином, номінальний діаметр утримуваної деталі буде за виконання умови:

- при відхиленні важеля вліво: $\gamma + \omega = \gamma'$;
- при відхиленні важеля вправо: $\gamma + \omega = \gamma'$.

Довжина сторін затискної призми:

$$AB = AC = D/2 \cdot \operatorname{tg} \alpha/2. \quad (8)$$

Утримування деталі діаметром $D > D_H$ можливе за умови відхилення затискного важеля вліво (рис.3), що супроводжується зміщенням вершини затискної призми (точка А) в сторону вісі обертання важеля на кут φ . Для цієї умови довжини плеч прикладання сил затиску визначаються подібно до вищезрозглянутого прикладу (див. рис. 1):

$$l_1 = CF = AF + AC = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2); \quad (9)$$

$$l_2 = EM = EN - MN = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2). \quad (10)$$

Діаметр утримуваної деталі:

$$D = 2(a + L \sin \omega) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \sin \alpha/2. \quad (11)$$

Так як кут відхилення затискного важеля:

$$\omega = 90 + \varphi - \alpha/2 - \gamma, \quad (12)$$

то діаметр:

$$D = 2(a + L \sin(90 + \varphi - \alpha/2 - \gamma)) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \sin \alpha/2. \quad (13)$$

Подібним чином виконані розрахунки для інших умов утримування деталей затискними важелями. Результати цих розрахунків зведені до табл.1.

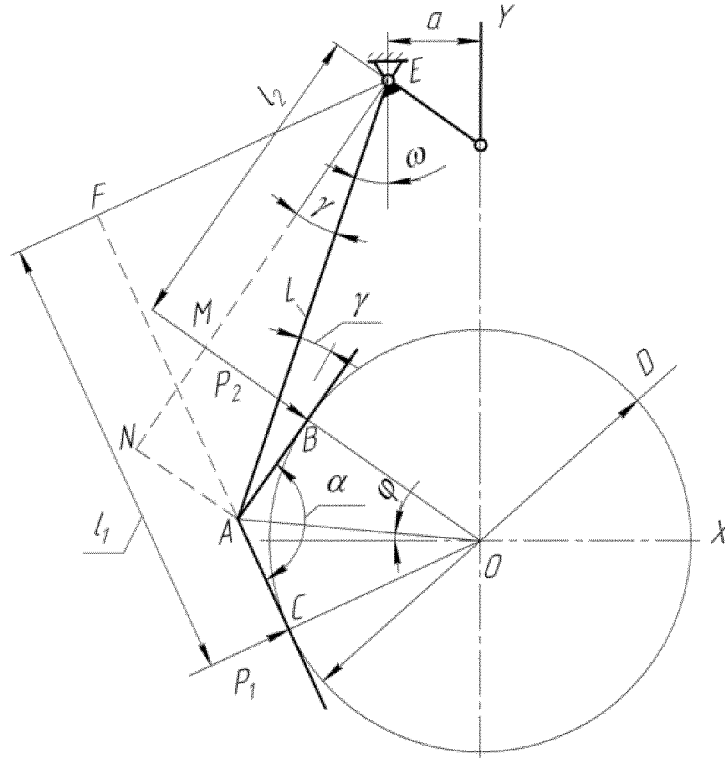


Рисунок 3 - Розрахункова схема утримування деталі діаметром більше номінального

Таблиця 1 - Розрахункові схеми та результати розрахунків

№	Розрахункова схема	Довжина плеч	Діаметр утримуваної деталі	Кут відхилення затиску вала (ω)	Кут положення вершин призми (φ)
1	2	3	4	5	6
1		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \text{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \text{tg}(90 - \alpha/2)$	$D_H = 2(\alpha \cdot \cos(90 - \alpha/2))$	0	0

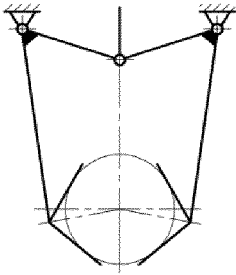
Продовження табл.1

1	2	3	4	5	6
---	---	---	---	---	---

2		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$	$D_H = 2 (\alpha + L \sin (90 - \alpha/2 - \gamma)) \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = 90^\circ - \alpha/2 - \gamma$	0
3		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$	$D = 2 (\alpha + L \sin (90 - \alpha/2 - \gamma + \varphi)) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = 90^\circ - \alpha/2 - \gamma + \varphi$	$\varphi > 0$ (в сторону осі обертання затискного важеля)
4		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$	$D = 2 (\alpha + L \sin (90 - \alpha/2 - \gamma - \varphi)) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = 90^\circ - \alpha/2 - \gamma - \varphi$	$\varphi > 0$ (в сторону від осі обертання затискного важеля)
5		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$	$D_H = 2 (\alpha - L \sin (\alpha/2 + \gamma - 90)) \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = \alpha/2 + \gamma - 90^\circ$	0
6		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$	$D = 2 (\alpha - L \sin (\alpha/2 + \gamma - \varphi - 90)) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = \alpha/2 + \gamma - \varphi - 90^\circ$	$\varphi > 0$ (в сторону осі обертання затискного важеля)

Продовження табл. 1

1	2	3	4	5	6
---	---	---	---	---	---

7		$l_1 = L \cdot \cos(180 - \alpha - \gamma) + D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$ $l_2 = L \cdot \cos \gamma - D/2 \cdot \operatorname{tg}(90 - \alpha/2)$	$D = 2 (\alpha - L \sin (\alpha/2 + \gamma + \varphi - 90)) \cdot 1/\cos \varphi \cdot \cos(90 - \alpha/2)$	$\omega = \alpha/2 + \gamma + \varphi - 90^\circ$	$\varphi > 0$ (в сторону від осі обертання затискного важеля)
---	---	---	---	---	--

Наведені результати розрахунку величин довжин плеч та діаметру утримуваних деталей за основними конструктивними параметрами затискного важеля дають змогу аналітично встановлювати величини передавальних відношень використовуваних проміжних передач, а також ґрунтовно аналізувати вплив конструктивних параметрів затискних важелів на силові та функціональні особливості захватних пристроїв і визначати найбільш доцільні їх виконання.

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. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодерж. міжвідомч. наук.-техн. зб.- Кіровоград: КНТУ, 2006.– Вип. 36.– С. 44–49.
3. Павленко І.І. Показники оцінки якості захватних пристроїв промислових роботів / Павленко І.І., Годунко М.О. // Техніка в с.-г. виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: Зб. наук. пр. Кіровоград. нац. техн. ун-ту. – Кіровоград: КНТУ, 2007.–Вип. 18.– С. 65–68.

І.Павленко, М.Годунко

Функциональные характеристики захватных устройств

В данной статье описан способ определения передаточных отношений, которые обеспечиваются зажимными рычагами захватного устройства. Также в статье рассмотрены схемы зажима с разными значениями диаметров детали, а также с разными конструктивными параметрами зажимных рычагов. Результаты расчетов возведены в общую таблицу.

I.Pavlenko, M.Godunko

Functional descriptions of grippers

The method of determination of transmission relations which are provided the clamping levers of grippers is described in this article. Also in the article the charts of clamp are considered with the different values of diameters of detail, and also with the different structural parameters of clamping levers. The results of calculations are erected in a general table.

Одержано 22.02.10