

ISSN 0554-2081. Харчова промисловість. 2001. Вип. 47

УДК 663.059

Й.І. СТОРІЖКО, Г.Р. ВАЛІУЛІН, В.М. ЛЮБИМОВ, кандидати технічних наук

Український державний університет харчових технологій

СИНТЕЗ МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ОРІЄНТАЦІЇ І ФІКСАЦІЇ ТРАНСПОРТНОЇ ТАРИ

Проведено синтез важільного механізму для орієнтації і фіксації тари-обладнання на горизонтальній поверхні. Встановлено аналітичні залежності для визначення геометричних параметрів механізму, координати кріплення пневмоциліндра, величини робочого ходу його поршня і максимального значення рушійної сили.

В пляшкоукладальних машинах для орієнтації і фіксації тари-обладнання (ТО) типу ОТП, ТОК, ТОС та інших у процесі заповнення транспортної одиниці застосовують важільний механізм із робочими органами у вигляді захватів. До конструктивного недоліку цих механізмів відносять складний електропривод. На рис.1 зображено схему механізму із захватами з пневмоприводом, запропонованого авторами. Принцип роботи пристрою такий. На приймальний стіл подається ТО 1. Робочі органи (захвати) 2 важільного механізму 3 орієнтують і фіксують її положення. Механізм приводиться до руху пневмодвигуном 4. На рисунку безперервною контурною лінією зображено механізм у робочому стані із зафіксованим ТО, а штрихпунктирною у неробочому (початковому) положенні, у готовності для приймання транспортної тари.

Синтез пристрою виконано за три етапи. На першому етапі визначаємо довжини ланок двох ідентичних і симетрично розташованих важільних механізмів. Синтез проводимо таким чином, щоб у робочому положенні на захватах забезпечити максимальні удержуючі сили P (див. рис. 1). Це можливо при умові, що у момент захвата тари ланки механізму займуть положення $OABO_1$ і кут $\psi=90^\circ$. Крім того, при знаходженні механізму в початковому (неробочому) положенні $OA_1B_1O_1$ вхідна OA і вихідна O_1B ланки повинні бути повернуті на однаковий кут $(\varphi+\alpha)$, щоб забезпечити однаковий пройом для входу і виходу транспортної тари.

На початок розрахунку приймаємо довжину стояка $l_{OO_1}=L$ довжині таро-обладнання. Позначаємо довжини ланок $l_{OA}=l_1$, $l_{AB}=l_2$, $l_{OB}=l_3$. Розміри l_1 , l_2 , l_3 , кути φ і α нам невідомі. Розрахунок почнемо із завдання відношення

$$\frac{l_2}{l_1 + l_3} = n \quad (1)$$

При збільшенні n зменшуються розміри вхідної і вихідної ланок обох симетричних механізмів і відповідно габарити пристрою, зростає кут φ і збільшується ширина пройому, але одночасно збільшується і рушійна сила, яку потрібно прикласти у кінематичних парах А і В щоб отримати на захватах задану величину сили Р. Після вибору (конструктивно) чисельного значення n з прямокутного $\triangle OO_1K$ (рис. 2) знаходимо:

$$\text{довжину шатуна } l_2 = \sqrt{L^2 - (l_1 + l_3)^2} = \sqrt{L^2 - \left(\frac{l_2}{n}\right)^2} = \frac{nL}{\sqrt{n^2 + 1}}, \quad (2)$$

$$\text{чисельне значення кута } \varphi = \arcsin \frac{l_2}{L} \text{ і суму } (l_1 + l_3) = L \cos \varphi \quad (3)$$

При поверненні механізму з робочого в початкове положення вхідна і вихідна ланки обох механізмів одночасно повертаються на кут $(\varphi + \alpha)$. З розглядання косокутного $\triangle OB_1O_1$ маємо

$$\angle OB_1O_1 = 180^\circ - ((\varphi + \alpha) + \varphi + \alpha) = (180^\circ - 2(\varphi + \alpha))$$

Умова спрацьовування механізму без заклинювання: $\angle OB_1O_1 > \rho$, де ρ - кут тертя ковзання у кінематичних парах механізму. Далі, по теоремі синусів знаходимо

$$\frac{l_3}{\sin \alpha} = \frac{L}{\sin(180^\circ - 2(\varphi + \alpha))}, \text{ звідси } l_3 = \frac{L \sin \varphi}{\sin 2(\varphi + \alpha)} \quad (4)$$

$$\text{і } l_1 = (l_1 + l_3) - l_3$$

У рівнобічному $\triangle OB_1K_1$ маємо

$$\angle B_1K_1O = 180^\circ - (180^\circ - 2(\varphi + \alpha) + (\varphi + \alpha)) = (\varphi + \alpha) = \angle B_1OK_1$$

$$\text{і відповідно } l_3 + O_1K_1 = l_1 + l_2, \text{ тоді } O_1K_1 = l_1 + l_2 - l_3 \quad (5)$$

У $\triangle OO_1K_1$ визначаємо довжину відрізка O_1K_1

$$\frac{O_1K_1}{\sin \varphi} = \frac{L}{\sin(\varphi + \alpha)}, \text{ звідси } O_1K_1 = \frac{L \sin \varphi}{\sin(\varphi + \alpha)} \quad (6)$$

У косокутному $\triangle OB_1O_1$ з теореми тангенсів маємо

$$\frac{(l_1 + l_2) - l_3}{(l_1 + l_2) + l_3} = \frac{\operatorname{tg} \frac{((2\varphi + \alpha) - \alpha)}{2}}{\operatorname{tg} \frac{((2\varphi + \alpha) + \alpha)}{2}} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \alpha)} \quad (7)$$

Після перетворення і сумісного рішення рівнянь (12) і (13) одержимо довжину l_4 , яка відповідає координаті кріплення пневмоциліндра при знаходженні ланок передаточного механізму у робочому положенні ОСДО'

$$l_4 = \frac{l_6^2(\sin^2 \gamma - \sin^2 \beta) + (b^2 - a^2)}{2(l_6 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \sin \beta + a \cdot \cos \alpha_1 - l_6 \cdot \sin \gamma)} \quad (14)$$

де $a = (L_2 - l_6 \cdot \cos \beta)$, $b = (L_2 + l_6 \cdot \cos \gamma)$

У косокутному $\triangle OD_1O'$ з теореми синусів знаходимо довжину

$$OD_1 = (l_5 - l_4) = \frac{L_2 \cdot \sin \beta}{\sin(180^\circ - (\alpha_1 + \beta))}, \text{ звідси } l_5 = \frac{L_2 \cdot \sin \beta}{\sin(\alpha_1 + \beta)} + l_4 \quad (15)$$

З прямокутного $\triangle CKD$ маємо кути

$$\Theta = \text{arcctg} \frac{(l_4 + l_6 \cdot \sin \gamma)}{(L_2 + l_6 \cdot \cos \gamma)} \text{ і } \alpha_2 = (90^\circ - \Theta) \quad (16)$$

На третьому етапі знаходимо сумарну рушійну силу на штоці пневмоциліндра, яка забезпечує задану величину сили P на захватах пристрою (задачу розв'язуємо у статиці без урахування сил тертя у кінематичних парах). Розрахунок почнемо із визначення зведених крутних моментів M_l і M_p на вхідних ланках лівого і правого ідентичних і симетрично розташованих важільних механізмах (див. рис. 1):

$$M_l = M_p = P \cdot l_{o_1 e_1} + P \cdot l_{oe}, \quad (17)$$

де $l_{oe} = l_{o_1 e_1}$ — довжина захвата (задаємо конструктивно з урахуванням отриманої величини L_1).

У відповідності з рис. 3 маємо

$$M_l = P_1 \cdot h = P_1 \cdot l_6 \cdot \cos(90^\circ - \tau) = P_1 \cdot l_6 \cdot \sin \tau, \quad (18)$$

де кут $\tau = 180^\circ - (\varphi + \alpha) - \beta - \alpha_2$.

Перетворюючи рівняння (18) з урахуванням (17) отримаємо

$$P_1 = 2P \frac{l_{oe}}{l_6 \cdot \sin \tau} \quad (19)$$

Знаходимо рушійну силу P_n для приводу лівого механізму з урахуванням (19) і одержимо

$$P_n = \frac{P_1}{\cos(90^\circ - \Theta)} = \frac{P_1}{\sin \Theta} = 2P \frac{l_{oe}}{l_6 \cdot \sin \tau \cdot \sin \Theta} \quad (20)$$

Після перетворення рівняння (7) з урахуванням (5) і (6) одержимо

$$(\varphi + \alpha) = \arccos \frac{L \cos \varphi}{(l_1 + l_2 + l_3)}, \quad (8)$$

а кут $\alpha = (\varphi + \alpha) - \varphi$

Визначаємо чисельне значення параметру L_1 (див. рис. 1), який впливає на габарити пристрою

$$L_1 = l_{O_1E_1} \cos(90^\circ - (\varphi + \alpha)) = l_{O_1E_1} \sin(\varphi + \alpha) \quad (9)$$

де $l_{O_1E_1} = l_{OE}$ – довжина захвата (задаємо конструктивно).

Після аналізу отриманих параметрів переходимо до наступного етапу.

На другому етапі проводимо синтез передаточного механізму для приводу розташованого зліва механізму (рис. 1). В робочому положенні ланки передаточного механізму займають положення OSC_1 , а в початковому (неробочому) положенні $OC_1D_1O_1$. На початок розрахунку приймаємо довжину стояка $l_{OO'} = L_2 = 2L_1 + H$, де H – ширина таро-обладнання. Позначимо довжину ланок $l_{OC} = l_4$, $l_{CD} = l_5$ і $l_{O'D} = l_6$. Синтез механізму почнемо з знаходження довжини l_6 вихідної ланки (рис. 3). Приймаємо конструктивно

$$l_6 > L_2 \operatorname{tg} \alpha_1, \quad (10)$$

де кут $\alpha_1 = 90^\circ - (\varphi + \alpha)$.

Далі визначаємо кути β і γ . У косокутному $\triangle OD_1O'$ з теореми синусів маємо

$$\frac{l_6}{\sin \alpha_1} = \frac{L_2}{\sin(180^\circ - \alpha_1 - \beta_1)} = \frac{L_2}{\sin(\alpha_1 + \beta)}$$

$$\text{звідси } \beta = \arcsin\left(\frac{L_2 \cdot \sin \alpha_1}{l_6}\right) - \alpha_1, \text{ а кут } \gamma = (180^\circ - (\varphi + \alpha) - \beta). \quad (11)$$

Визначаємо довжину l_4 вихідної ланки. З прямокутних $\triangle CKD$ і $\triangle C_1K_1D_1$ маємо

$$l_5^2 = (l_4 + OK)^2 + (L_2 + O'n)^2, \quad (12)$$

де $OK = Dn = l_6 \cdot \sin \gamma$, а $O'n = l_6 \cdot \cos \gamma$.

$$l_5^2 = (C_1O'' + O''K_1)^2 + (K_1K_2 + L_2 - O'n_1)^2, \quad (13)$$

де $C_1O'' = l_4 \cdot \sin \alpha_1$, $O''K_1 = D_1n_1 = l_6 \cdot \sin \beta$, $K_1K_2 = l_4 \cdot \cos \alpha_1$ і $O'n_1 = l_6 \cdot \cos \beta$

Визначаємо рушійну силу P_n для приводу правого важільного механізму з урахуванням (17) і отримуємо

$$P_n \cdot l_4 = M_n = 2P \cdot l_{oe}, \text{ звідси } P_n = 2P \frac{l_{oe}}{l_4} \quad (21)$$

Знаходимо сумарну рушійну силу $P_{\text{сум}}$ на штоці пневмоциліндра з урахуванням (20) і (21) :

$$P_{\text{сум}} = P_n + P_{\text{л}} = 2 \left(\frac{P \cdot l_{oe}}{l_6 \cdot \sin \tau \cdot \sin \Theta} + \frac{P \cdot l_{oe}}{l_4} \right) \quad (22)$$

Визначаємо хід S штоку пневмоциліндра. Відповідно з рис. 1 хід штоку дорівнює довжині ланки FC . У рівнобічному ΔCOC_1 з теореми косинусів знаходимо

$$S = FC = F_1 C_1 = 2 \cdot l_4^2 - 2 \cdot l_4^2 \cdot \cos(\varphi + \alpha) = 2 \cdot l_4^2 (1 - \cos(\varphi + \alpha)) \quad (23)$$

Отримавши чисельні значення S і $P_{\text{сум}}$ у каталозі вибираємо тип пневмоциліндра.

Проведен синтез рычажного механизма для ориентации и фиксации таро-оборудования на горизонтальной поверхности. Установлены аналитические зависимости для определения геометрических параметров механизма, координаты крепления пневмоцилиндра, величины рабочего хода его поршня и максимального значения движущей силы.

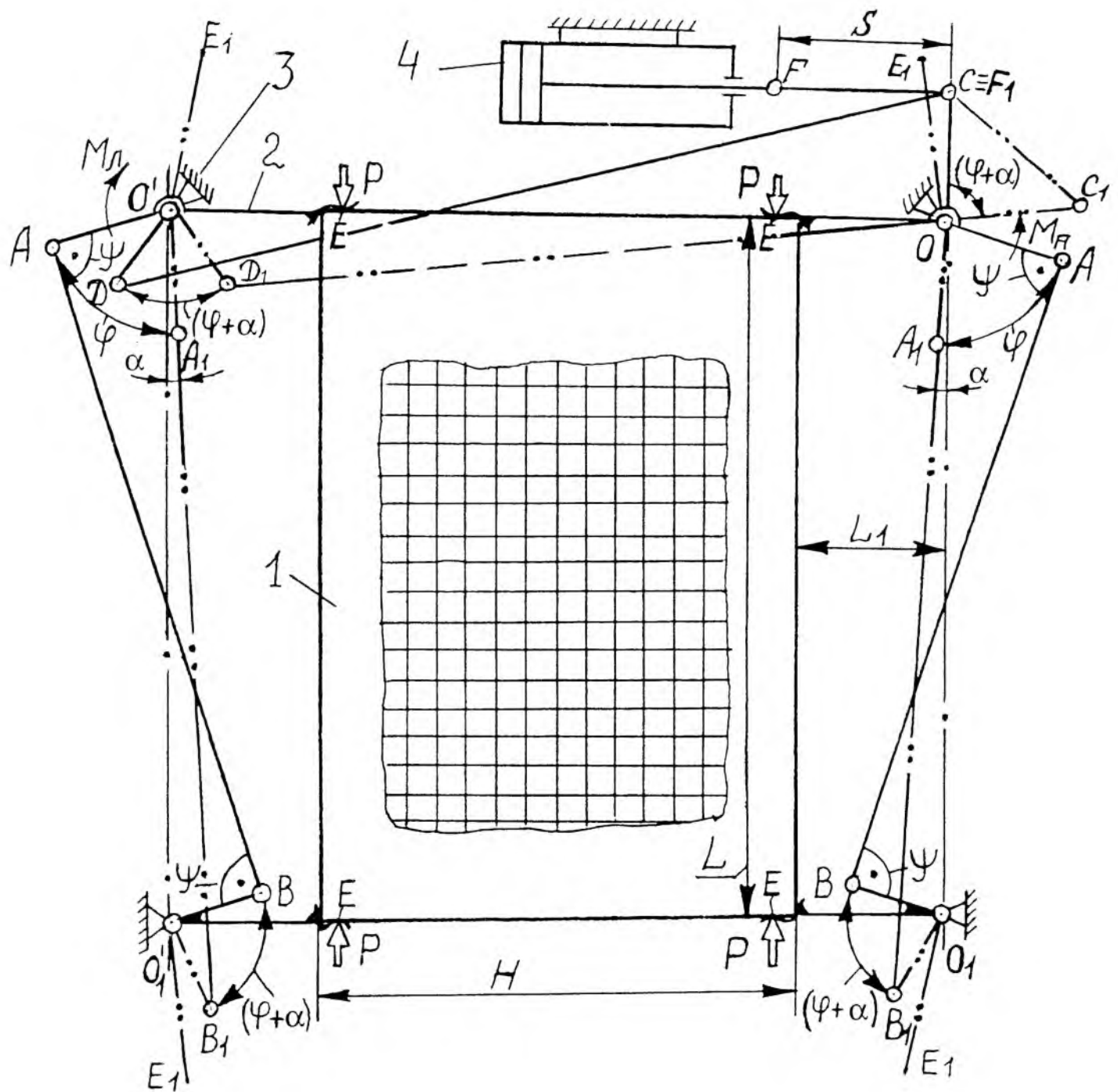


Рис.1. Розрахункова схема пристрою для орієнтації і фіксації ТО (вид зверху)

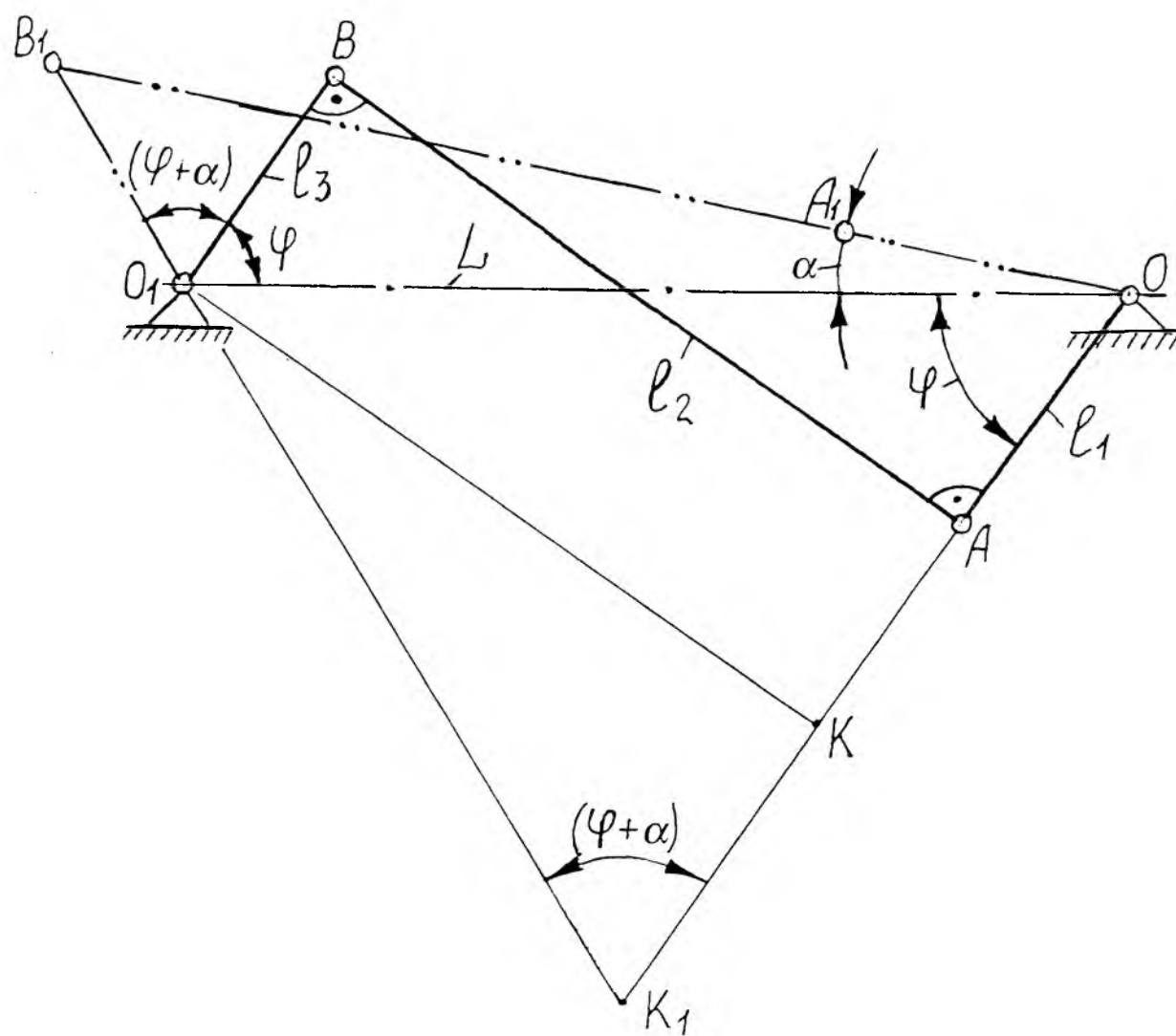


Рис.2. Розрахункова схема механізму із захватами

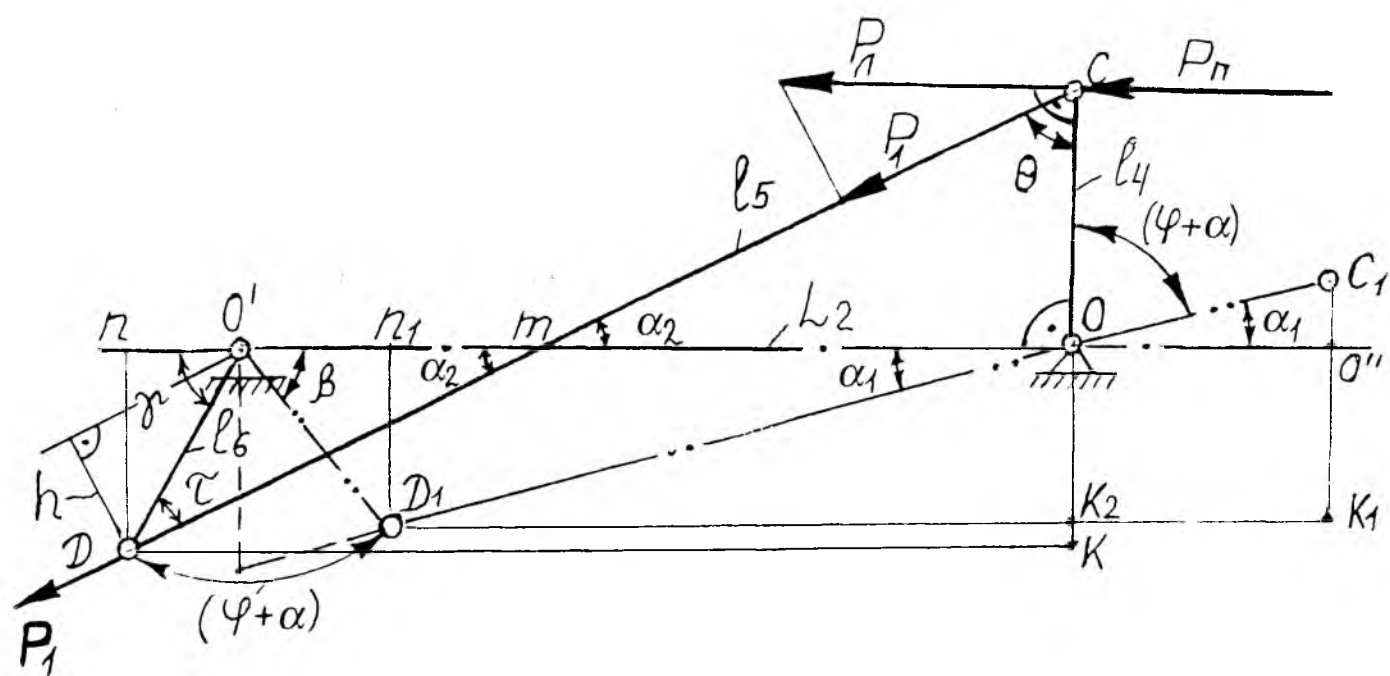


Рис.3. Розрахункова схема передаточного механізму

РЕЦЕНЗІЯ
на статтю Й.І.Сторіжка із співавторами
"Синтез механізму для орієнтації і фіксації транспортної тари".

Стаття присвячена синтезу важільного механізму для орієнтації і фіксації тари-обладнання на горизонтальній поверхні у пляшкоукладальних машинах типу ОЗП 30.

Недоліком цих механізмів з приводом від електродвигуна було те, що вони не забезпечували вимоги до точності позиціювання робочих органів. З метою виключення цього недоліку авторами розроблений механізм з приводом робочих органів від пневмоциліндра.

Аналітичні залежності, які знайдені авторами, дозволяють визначити геометричні параметри цього механізму, величину робочого ходу поршня і максимальне значення рушійної сили на штоці пневмоциліндра при відомій ширині пройома і заданому значенні сил на робочих органах (захватах).

Встановлені аналітичні залежності дозволяють виконувати синтез цих механізмів при умові використання різної по габаритах транспортної тари.

Враховуючи актуальність проведеного дослідження вважаю за доцільне надрукувати статтю у міжвідомчому тематичному збірнику УДУХТ "Харчова промисловість"

Зав. кафедри
ТМ і ОП,
доцент

А.А.Бондаренко