

УДК 686.1.054

А.С. Главацький, В.М. Задра

**РОЗРАХУНКИ СИЛОВИХ НАВАНТАЖУВАЧІВ
КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ**

У відомих публікаціях з проектних розрахунків кулачкових механізмів [1,2] не досить чітко висвітлена задача проектування навантажувачів – силових елементів, які здійснюють постійний контакт у вищій парі в будь-якій фазі циклу. Деколи навантажувачі призначені для виконання технологічних операцій. У цьому випадку операції відбуваються в період наближення, а розрахунок навантажувачів ґрунтується на відомому технологічному опорі з урахуванням сил інерції маси робочого органу. Проте, переважно, навантажувач виконує тільки одну функцію – замикання вищої пари, протидіючи силам відривання. У конструкторській практиці використовують спрощену методику розрахунку таких навантажувачів, орієнтуючись на максимальні сили або моменти сил інерції. Потреба в методиці точнішого розрахунку силових навантажувачів зумовлена тим, що вони поглинають додаткову енергію й спричиняються до інтенсивного спрацювання контактуючих поверхонь і зниження к.к.д. механізму. Очевидно, велике значення має правильне визначення відривання та уточнення позиції механізму, де ці сили максимальні.

Розглянемо найбільш поширений у поліграфічних та інших галузевих машинах-автоматах варіант – плоский коромисловий кулачковий механізм (рис. 1), навантажений (у зведені до вала коромисла) моментом статичних сил $M_{ст}$ (технологічним опором), моментом сил інерції $M_{ін}$, моментом від навантажувача M_n , та моментом тертя в опорах вала коромисла $M_{тер}$. Під час робочого ходу (період віддалення) рухові коромисла протидіють $M_{ст}$, M_n , $M_{тер}$ і у фазі розбігу $M_{ін}$. У фазі вибігу $M_{ін}$ змінює напрямок, а M_n прямує до максимуму, оскільки більшість навантажувачів (пружини та інші пружні елементи) мають пряму залежність сили від деформації (переміщення). Під

Значення $M_{н0}$, $M_{нm}$ та конструктивно обрана деформація навантажувача визначають його основний параметр – жорсткість.

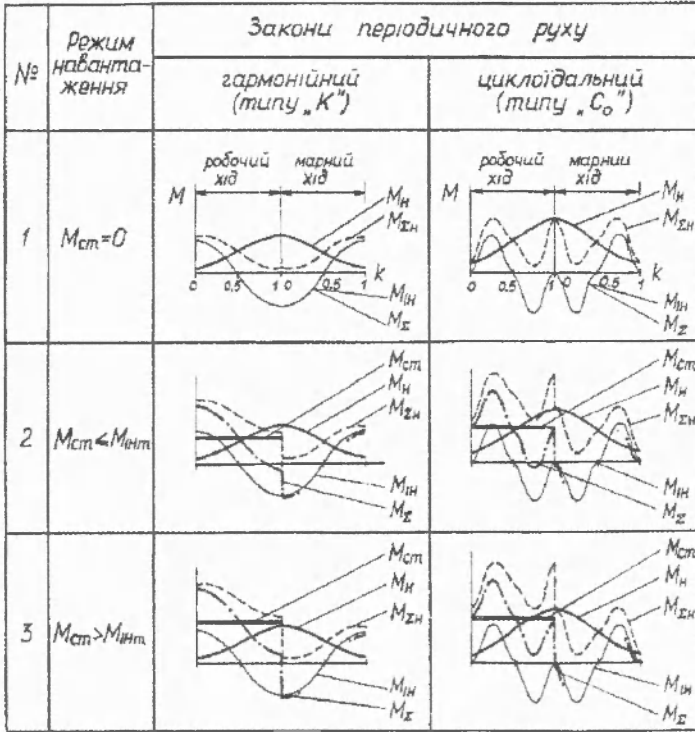


Рис. 2. Режими навантаження механізму

Викладене тут стосується гармонійних законів періодичного руху (типу косинусоїди “К”) з піками прискорень на початку та наприкінці однозначних переміщень. Якщо ж прискорення починається з нуля (як у циклоїдальних ЗПР типу синусоїди “Со”), то максимум моменту відривання для симетричних ЗПР досягається у позиції $K = 0,70$, коли деформація навантажувача відбулася на 70%. З огляду на це, зберігаючи 15-відсоткову перевагу моменту навантажувача над максимальним моментом відривання, отримуємо більш жорсткий

навантажувач: його максимальний момент наприкінці деформації становитиме

$$M_{\text{инт}} = 1,5 M_{\text{инт}}, \quad (3)$$

що впливає із залежності $0,70 \cdot 0,9 M_{\text{инт}} + 0,1 M_{\text{инт}} = 1,15 M_{\text{инт}}$ (див. рис.2).

Момент попереднього натягу

$$M_{\text{н0}} = 0,15 M_{\text{инт}}. \quad (4)$$

Максимальне сумарне навантаження, за яким розраховують деталі механізму на міцність, для гармонійних ЗГР (типу "К") визначають на початку робочого ходу.

$$M_{\Sigma p} = M_{\Sigma \text{инт}} + M_{\text{теp}} = 1,15 M_{\text{инт}} + 0,035 \cdot 1,15 M_{\text{инт}} = 1,2 M_{\text{инт}}. \quad (5)$$

Максимальне сумарне розрахункове навантаження для циклоїдальних ЗГР (типу "Со") визначається у позиції $K = 1,0$, де $M_{\text{н}} = 1,5 M_{\text{инт}}$:

$$M_{\Sigma p} = M_{\text{инт}} + M_{\text{н}} + M_{\text{теp}} = 1,5 M_{\text{инт}} + 0,035 \cdot 1,5 M_{\text{инт}} = 1,55 M_{\text{инт}} \quad (6)$$

За умови сумірності статичних та інерційних навантажень ($M_{\text{ст}} < M_{\text{инт}}$), що перші діють під час робочого ходу, відрив ролика від кулачка можливий лише на початку марного ходу. Розрахунок жорсткості навантажувача слід виконувати за вищенаведеними формулами, беручи до уваги особливості ЗГР. Момент статичних сил сприяє замиканню вищої пари, але збільшує навантаження на деталі механізму. Максимальне сумарне навантаження для розрахунків деталей на міцність при $M_{\text{ст}} = \text{const}$ для гармонійних ЗГР визначають на початку робочого ходу (у позиції $K = 0,0$) за формулою

$$M_{\Sigma p} = M_{\text{ст}} + 1,2 M_{\text{инт}}; \quad (7)$$

для циклоїдальних ЗГР

$$M_{\Sigma p} = M_{\text{ст}} + 1,55 M_{\text{инт}}. \quad (8)$$

Якщо $M_{\text{ст}}$ зростає із переміщенням робочого органу і наприкінці ходу досягає максимуму, то максимальне значення розрахункового навантаження може бути у позиції $K = 1,0$ (кінець робочого ходу).

За умови значного переважання статичних навантажень над інерційними ($M_{\text{ст}} > M_{\text{инт}}$) розрахунок жорсткості навантажувача виконують, як у попередніх двох випадках. Визначаючи максимальні сумарні розрахункові навантаження для деталей механізму, слід взяти до уваги характер зміни $M_{\text{ст}}$ за час робочого

ходу. Якщо $M_{ст} = const$, то розрахунок ведуть за формулами (7) і (8), якщо ж $M_{ст}$ зростає до максимуму під кінець ходу робочого органу, то розрахункові навантаження визначають наприкінці робочого ходу для усіх ЗПР за формулою

$$M_{\Sigma p} = M_{стм} + M_{инт} + M_{тер} \quad (9)$$

де $M_{стм}$ – максимальний статичний момент.

Рівняння (9) конкретизується залежно від законів періодичного руху:

для гармонійних ЗПД

$$\begin{aligned} M_{\Sigma p} &= M_{стм} + 1,15 M_{инт} + 0,035(M_{стм} + 1,15M_{инт}) = \\ &= 1,035 (M_{стм} + 1,55 M_{инт}); \end{aligned} \quad (10)$$

для циклоїдальних ЗПР

$$\begin{aligned} M_{\Sigma p} &= M_{стм} + 1,15 M_{инт} + 0,035(M_{стм} + 1,5M_{инт}) = \\ &= 1,035 (M_{стм} + 1,5 M_{инт}). \end{aligned} \quad (11)$$

Запропонована методика дає можливість розраховувати навантажувачі кулачкових механізмів, беручи до уваги як характер статичного навантаження, так і обраний закон періодичного руху. Водночас пропонується методика уточненого визначення максимальних розрахункових навантажень на деталі механізму, що дозволяє уникати його зайвої металомісткості або недостатнього запасу міцності.

1. Полюдов О.М. Механіка поліграфічних автоматів. К. 1991. 2. Ротбарт Г.А. Кулачковые механизмы. Л., 1960.

Стаття надійшла до редколегії 24.01.98