

ДИНАМІКА ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРИВОДАХ МАШИН

Перехідні процеси пуску машин супроводжуються динамічними складовими, які можуть в кілька разів перевищувати статичні навантаження. Для навантажувально-розвантажувальних пристроїв, пакетоформувальних, пакеторозформувальних машин, штабелерів тощо перехідні процеси є невід'ємною складовою їх роботи в режимах, близьких до ударного навантаження.

В динаміці машин ударним навантаженням вважають силову взаємодію між ведучою і веденою масами, з'єднаними пружним зв'язком, і за умови, що ведуча маса на протязі часу взаємодії зберігає сталу швидкість.

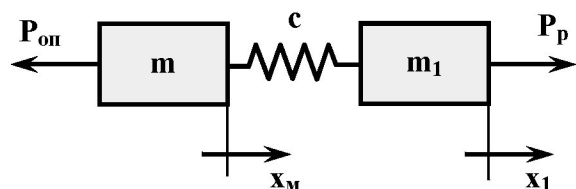


Рисунок 1. Розрахункова схема до двомасової моделі

При цьому для випадку, який приводиться до двомасової моделі (рис. 1) пружне зусилля взаємодії визначається за виразом

$$P_{пр} = P_{оп} + V\sqrt{cm} \sin \sqrt{\frac{c}{m}}t, \quad (1)$$

де $P_{оп}$ – опір переміщенню веденої маси m ; V – швидкість руху ведучої маси m_1 ; c – жорсткість пружного зв'язку; t – час перебігу процесу.

Рушійна сила $P_р$ прикладається до ведучої маси і забезпечує закон руху $x_1 = Vt$. З виразу

(1) видно, що амплітуду динамічних навантажень складають параметри c , m та V , і при цьому останній є найважливішим. Саме у зв'язку з цим для зменшення динамічних навантажень обмежують швидкість V . Проте останнє приводить до зменшення пропускної здатності систем, що потребує пошуків на шляху поєднання інтересів кінематики і динаміки.

Метою цього дослідження є поглиблене вивчення динаміки перехідних процесів і реалізація на цій основі пристроїв для обмеження динамічних складових навантажень.

В роботі [1] започатковано використання кінематичних перетворювачів, за яких виникає можливість ведучій масі надавати різні закони руху в певні періоди часу.

Розглянемо випадок, коли ведуча маса має рівноприскорений закон руху і її прискорення $\ddot{x}_1 = a$. Тоді швидкість руху і величина координати переміщенні відповідно складуть

$$\dot{x}_1 = at; \quad x_1 = \frac{a}{2}t^2.$$

Рівняння руху для системи з двох мас (рис. 1) записуємо у вигляді

$$\begin{cases} x_1 = \frac{a}{2}t^2; \\ m\ddot{x} = c(x_1 - x) - P_{оп}. \end{cases} \quad (2)$$

Здійснивши перетворення системи (2), одержуємо

$$\ddot{x} + \frac{c}{m}x = \frac{ca}{2m}t^2 - \frac{P_{оп}}{m}. \quad (3)$$

Розв'язання рівняння (3) записуємо у формі

$$x = \frac{am}{c} \cos \sqrt{\frac{c}{m}} t + \frac{at^2}{2} - \frac{am}{c} - \frac{P_{оп}}{c}; \quad (4)$$

$$P_{пр} = c(x_1 - x) = c \left(\frac{a}{2} t^2 - \frac{am}{c} \cos \sqrt{\frac{c}{m}} t - \frac{at^2}{2} + \frac{am}{c} + \frac{P_{оп}}{c} \right) = am + P_{оп} - am \cos \sqrt{\frac{c}{m}} t. \quad (5)$$

На відміну від випадку ударної взаємодії (рівняння (1) з умови (5) витікає, що жорсткість системи c не впливає на динаміку складової навантаження. Зробимо попереднє припущення, що причиною цього є сполучення початкової швидкості $\dot{x}_{(п)} = 0$ (бо $\dot{x}_1 = at$) і навантаження пружного елемента, оскільки $x_{(п)} = -P_{оп}/c$.

Для його перевірки приймемо інший закон руху, а саме

$$\dot{x}_1 = V_0 + at; \quad x_1 = V_0 t + \frac{at^2}{2}. \quad (6)$$

Тоді рівняння руху веденої маси

$$m\ddot{x} = c \left(V_0 t + \frac{at^2}{2} - x \right) - P_{оп}; \quad (7)$$

$$x = A \sin \sqrt{\frac{c}{m}} t + B \cos \sqrt{\frac{c}{m}} t + V_0 t + \frac{at^2}{2m} - \frac{am}{c} - \frac{P_{оп}}{m}. \quad (8)$$

При цьому початковим умовам $t_{(п)} = 0$; $x_{(п)} = -\frac{P_{оп}}{c}$ і $\dot{x}_{(п)} = 0$ відповідають сталі інтегрування

$$A = -V_0 \sqrt{\frac{m}{c}}; \quad B = \frac{am}{c}.$$

Тоді пружне навантаження становить

$$P_{пр} = V_0 \sqrt{mc} \sin \sqrt{\frac{c}{m}} t - am \cos \sqrt{\frac{c}{m}} t + P_{оп} + am. \quad (9)$$

Наявність початкової швидкості V_0 супроводжується появою синусоїдальної динамічної складової з амплітудою $V_0 \sqrt{mc}$, що за формою відповідає випадку ударного навантаження і зробленому припущенню.

З останнього видно, що обидві складові припущення є обов'язковими і такими у своїй сукупності, що нівелюють вплив жорсткості на амплітуду динамічних складових навантажень і екстремуми навантажень взагалі. При цьому залишається вплив жорсткості на частоту власних кругових коливань системи.

Для подальшого аналізу зведемо одержані результати в таблицю.

Порівняльна характеристика впливів кінематичних збурень на динаміку системи

№ п/п	Закон руху ведучої маси, початкові умови і значення параметрів	Розрахункова формула по визначенню $P_{пр}$	$\frac{P_{пр max}}{P_{оп}}$
1	$x_1 = Vt$; $V = \text{const}$; $t_{(п)} = 0$; $x_{(п)} = -P_{оп}/c$; $\dot{x}_{(п)} = 0$; $V = 0,2 \text{ м/с}$; $m = 100 \text{ кг}$; $c = 200000 \text{ Н/м}$	$P_{пр} = P_{оп} + V \sqrt{cm} \sin \sqrt{\frac{c}{m}} t$	$\frac{1875,42}{981} = 1,912$
2	$\dot{x}_1 = at$; $a = \text{const}$; $t_{(п)} = 0$; $x_{(п)} = -P_{оп}/c$; $\dot{x}_{(п)} = 0$; $\dot{x}_{(к)} = 0,2 \text{ м/с}$; $a = 0,2 \text{ м/с}^2$; $x_{(к)} = 0,2 \text{ м}$; $t_{(к)} = 2 \text{ с}$; $m = 100 \text{ кг}$; $c = 200000 \text{ Н/м}$	$P_{пр} = am + P_{оп} - am \cos \sqrt{\frac{c}{m}} t$	$\frac{1000,8}{981} = 1,02$

3	$\dot{x}_1 = V_0 + at; a = \text{const}; V_0 = 0,05 \text{ м/с};$ $t_{(п)} = 0; x_{(п)} = -P_{оп}/c; \dot{x}_{(п)} = 0;$ $\dot{x}_{(к)} = 0,2 \text{ м/с}; a = 0,05 \text{ м/с}^2;$ $x_{(к)} = 0,2 \text{ м}; t_{(к)} = 2 \text{ с}; m = 100 \text{ кг};$ $c = 200000 \text{ Н/м}$	$P_{ип} = V_0 \sqrt{mc} \sin \sqrt{\frac{c}{m}} t -$ $- am \cos \sqrt{\frac{c}{m}} t + P_{оп} + am$	$\frac{1209,7}{981}$ $= 1,233$
4	$\dot{x}_1 = at; a = \text{const} = 0,1 \text{ м/с}^2; t_{(п)} = 0;$ $x_{(п)} = 0; \dot{x}_{(п)} = 0; \dot{x}_{(к)} = 0,2 \text{ м/с};$ $x_{(к)} = 0,2 \text{ м}; t_{(к)} = 2 \text{ с}; m = 100 \text{ кг};$ $c = 200000 \text{ Н/м}$	$P_{ип} = \sqrt{\frac{2aP_{ип}}{c}} \sqrt{mc} \sin \sqrt{\frac{c}{m}} t -$ $- am \cos \sqrt{\frac{c}{m}} t + P_{оп} + am$	$\frac{1131,42}{981}$ $= 1,1533$

Висновки. Абсолютні значення співвідношення $P_{ип \max}/P_{оп}$ відображують не тільки сутність відображених процесів, а в значній мірі і співвідношення кінематичних і динамічних параметрів. Проте, порівняння за стабілізованої маси і кінематичних параметрів все таки дають можливість зробити наступні висновки.

1. Найбільші силові параметри супроводжують ударну взаємодію між ведучою і веденою масами. Для цього випадку існує критичне значення швидкості усталеного руху ведучої маси $V_{кр}$, до досягнення якої в пружному елементі відсутні від'ємні навантаження.

2. Для випадку рівноприскореного руху ведучої маси і за умови навантаження пружного елемента на момент пуску до величини $P_{оп}$ динамічні складові навантажень з числа порівнюваних випадків є найменшими. Від'ємні навантаження при цьому не досягаються взагалі, оскільки сума $am + P_{оп}$ завжди є більшою за амплітуду динамічної складової am .

3. Рівноприскореному руху ведучої маси з початковою швидкістю V_0 відповідають дві змінні динамічні складові навантаження, при цьому амплітуда синусоїдальної складової за своєю структурою повністю відповідає режиму ударного навантаження. За величиною співвідношення динамічного і статичного навантажень цей випадок є проміжним між першими двома.

Допустиме значення складової $[V_0]$ визначене з умови відсутності від'ємних натягів, у цьому випадку визначається за формулою

$$[V_0] \leq V_{0 \text{ кр}} = \frac{P_{оп} + am + am \cos \sqrt{\frac{c}{m}} t}{\sqrt{mc} \sin \sqrt{\frac{c}{m}} t}.$$

Для визначення екстремального значення $V_{0 \text{ кр}}$ слід скористатися методом ітерацій. За вибраних значень параметрів у цьому випадку вирішальне значення відіграє початкова швидкість V_0 , а тому її слід максимально обмежувати за рахунок конструктивних особливостей системи.

Література

1. Соколенко А.І., Яровий В.Л., Піддубний В.А. та ін. Моделювання процесів пакування / За ред. проф. Соколенка А.І. / Підручник. – Вінниця: Нова книга, 2004. – 272 с.