УДК 621.86(075.8)

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ СХЕМ ПРИ ПРОЕКТУВАННІ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОМУ ВИРОБНИЦТВІ

Крилов В. В., к.т.н.,
Дереза О.О., к.т.н.
Таврійський державний агротехнологічний університет
Тел.: (0619) 42-24-36

***Анотація* – робота присвячена теоретичному визначенню рівнянь руху одномасових, двомасових, тримасових систем.**

***Ключові слова* – пружна ланка, рушійна сила, максимальне навантаження, зовнішній опір.**

Постановка проблеми. Досить важливою умовою розвитку сільського господарства є комплексна механізація виробничих процесів. Оволодіння науковими методами проектування технічного оснащення технологій виробництва продукції, які включають розробку прогресивних технологічних процесів, обґрунтування раціональних комплектів машин та обладнання є запорукою підвищення конкурентноздатності машин в ринкових умовах господарювання.

Аналіз останніх досліджень. У розрахунках при проектуванні машин і механізмів, з метою підвищення роботоздатності та продуктивності, недостатньо враховуються динамічні навантаження, що виникають у процесі роботи, особливо це стосується підйомно-транспортних машин і механізмів [1].

Постановка завдання. З урахуванням вищенаведеного, було поставлено завдання вивчити рівняння руху одномасових, двохмасових, тримасових систем машин і механізмів. Під час аналізу цих систем обов‘язковим є розгляд впливу приведених мас.

Основна частина. Виконаємо порівняльний аналіз різних динамічних схем, що розглядаються під час розрахунку машин.

Розглянемо рівняння руху одномасових систем. Система, що складається з маси m і пружної ланки, що володіє жорсткістю з, приводиться в рух деякою рушійною силою ***K***. З другого боку, маса m випробовує зовнішній опір ***Q***. При цьому можуть бути два різновиди навантаження системи:

- перший - рушійна сила прикладається до пружної ланки, а зовнішній опір безпосередньо до маси ***m*** (рис. 1)

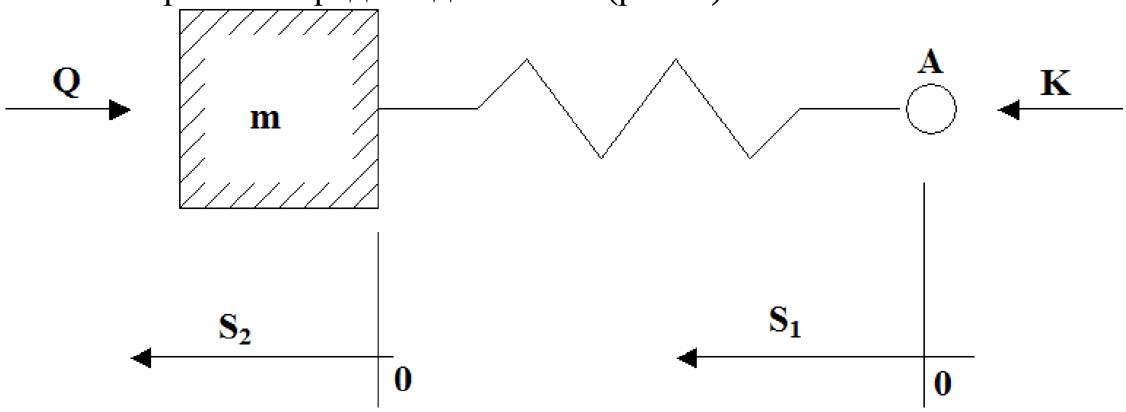

Рис. 1.

- другий - рушійна сила прикладається до маси m, а зовнішній опір до пружної ланки (рис. 2)

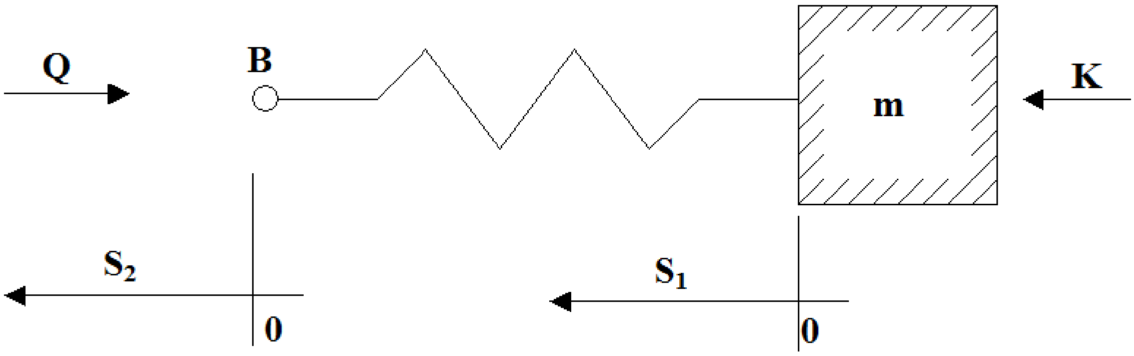

Рис. 2.

Для того, щоб вивести систему із стану спокою, очевидно, необхідно, щоб рушійна сила ***K*** була більше ***Q***. Позначивши прискорюючу (надлишкову) силу через ***P*** і рахуючи її постійною, можемо отримати вираз для прискорюючої сили у вигляді ***K = Q + P***. Перший етап при необмеженій дії прискорюючої сили, очевидно, буде відсутнім і почнеться відразу другий.

При постійній прискорюючій силі навантаження пружної ланки для даного випадку навантаження системи є постійним і рівним рушійній силі.

Нехай тепер рушійна сила змінна. При цьому зміна цієї сили буде здійснюватися так, що точка ***A*** буде весь час рухатися з постійною швидкістю.

Початку руху маси ***m*** повинна відповідати рівність - швидкість деформації пружної ланки у момент початку руху маси **m**, очевидно, буде рівна швидкості руху точки ***A*** тобто ***v***.

$$S_1 = vt,$$

де **v** - швидкість руху точки **A**, м/с.

Максимальне навантаження пружної ланки залежить від швидкості руху провідного кінця пружної ланки і жорсткості останнього

$$F_{max}=v\sqrt{mc}+Q.$$

Розглянемо тепер випадок навантаження системи (рис. 2).

Нехай рушійна сила постійна і рівна

$$K = Q + P,$$

де $\boldsymbol{P}$ - прискорююча надлишкова сила, Н.

Швидкість руху маси m в кінці першого етапу

$$V_\tau = \sqrt{\frac{Q(2P+Q)}{mc}},$$

де $\boldsymbol{\tau}$ - час першого етапу, с.

На другому етапі деформація і навантаження пружної ланки рівні

$$S_1 - S_2 = \frac{Q}{c},$$

$$F = (S_1 - S_2)c = Q.$$

Ці величини постійні протягом всього другого етапу і відповідають величині зовнішнього опору. Розглянуті випадки навантаження найпростіших одномасових пружних систем характерні для роботи деяких механізмів машин.

На підставі отриманих висновків надалі при розгляді динаміки конкретних механізмів будуть прийматися способи рішення динамічних задач для складніших одномасових пружних систем.

Розглянемо рівняння руху двомасових систем. Нехай маси $\boldsymbol{m_1}$ і $\boldsymbol{m_2}$ з'єднані пружною ланкою, що має жорсткість c; на масу $\boldsymbol{m_1}$ діє деяка рушійна сила $\boldsymbol{K}$, а на масу $\boldsymbol{m_2}$ - сила $\boldsymbol{Q}$, що складає статичний (зовнішній) опір пересуванню маси $\boldsymbol{m_2}$ (рис.3).

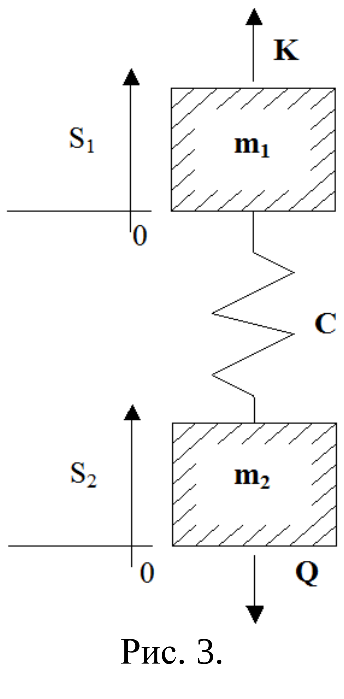

Рис. 3.

Система може бути приведена в рух лише у випадку, якщо рушійна сила $K > Q$. Розгін, а також гальмування механізму (якщо Q - сила ваги), здійснюється за рахунок різниці

$$K - Q.$$

Приймемо, що зміна надлишкової сили здійснюється у функції часу (для окремого випадку надлишкова сила буде прийнята постійною). Оскільки $K > Q$, можна записати

$$K = Q + f(t),$$

де ***f(t)*** - надлишкова сила, залежна від часу і діюча тільки під час несталого руху.

Для отримання виразу, що характеризує зміну деформації пружної ланки в часі, необхідно знати положення системи, при якому починається процес її динамічного навантаження (початкові умови) і характер зміни зовнішніх сил.

У момент додатку надмірної сили ***f(t)*** елементи механізму навантажені статичною силою, а швидкість навантаження рівна нулю.

Максимальне зусилля, сприйняте пружною ланкою, майже не залежить від характеру зміни зовнішньої сили, а визначається, головним чином, початковим значенням цієї сили.

Розглянемо навантаження двомасової системи за початкових умов, відмінних від вибраних раніше. Нехай в початковий момент, тобто у момент додатку рушійної сили, пружна ланка не навантажена. Тоді, очевидно, спочатку почне рухатися тільки маса m_1.

Маса m_2 почне рухатися тільки після навантаження пружної ланки до величини статичного навантаження Q. При цьому маса m_1 буде мати деяку швидкість. Таким чином, процес навантаження буде складатися з двох етапів: перший етап - від початку руху маси m_1 до початку руху маси m_2; другий етап - від початку руху маси m_2 до закінчення процесу несталого руху.

Швидкість v_τ в кінці першого етапу запишеться у вигляді

$$v_\tau = \sqrt{\frac{Q(2P+Q)}{m_1 \cdot c}}.$$

Для низькочастотних систем малого протягу рішення задач динаміки так само можна проводити, уявляючи дійсну схему механізму у вигляді дво- масових систем, з'єднаних пружною ланкою. Однак при цьому не можна вважати надлишкову силу постійною. Так само розглядається рух двомасової системи з врахуванням пускових характеристик двигуна.

Пусковий момент реостатного пуску двигуна змінюється від деякого значення M_{max} до моменту, відповідного перемиканню реостата на наступний ступінь, а швидкість при цьому безперервно зростає; після виключення останнього ступеня реостата момент на валу двигуна убуває до значення M_c і при цьому швидкість валу двигуна стає близькою до швидкості холостого ходу.

Величина рушійної сили двигуна на початку розгону (на першому пусковому ступені) можна записати в наступному вигляді

$$P_{\partial} = (Q + P)\left(1 - \frac{1}{V_0} \cdot \frac{ds_1}{dt}\right),$$

де $\mathbf{V_0}$ - приведена швидкість холостого ходу двигуна, м/с.

Отриманий вираз є зовнішнім навантаженням системи, діючим на зовнішню масу. Другим зовнішнім навантаженням, діючим на ведену масу, буде долане корисне навантаження $\boldsymbol{Q}$.

Стосовно механізмів підйомно-транспортних машин, можуть бути два види умов початку руху системи:

1. пуск двигуна здійснюється за наявності передпускового ступеня реостата;
2. пуск двигуна здійснюється без передпускового ступеня реостата.

В цьому випадку процес пуску розділяється на два етапи. В першому етапі відбувається деформація пружної ланки і рухається тільки маса $\boldsymbol{m_1}$; коли деформація пружної ланки досягає значення, відповідного $\boldsymbol{Q}$, наступить другий етап, при якому вже рухається вся система.

Максимальне навантаження $\boldsymbol{F_{max}}$ при різних виразах $\boldsymbol{f(t)}$ виявилося однаковим

$$F_{max} = \frac{2Pm_2}{m_1 + m_2} + Q.$$

Розглянемо рівняння руху тримасових систем. Нехай система складається з мас $\boldsymbol{m_1}$, $\boldsymbol{m_2}$ і $\boldsymbol{m_3}$, сполучених пружними ланками, що мають жорсткість $\boldsymbol{c_1}$ і $\boldsymbol{c_2}$. Нехай ведучою масою є середня маса $\boldsymbol{m_1}$, а веденими крайні маси $\boldsymbol{m_2}$, $\boldsymbol{m_3}$ (рис.4).

Зовнішніми навантаженнями ведених мас $\boldsymbol{m_2}$ і $\boldsymbol{m_3}$ є постійні сили $\boldsymbol{Q}$ і G. Нехай ці сили спрямовані в різні боки. Тоді для їх подолання потрібно буде прикласти до маси $\boldsymbol{m_1}$ різницю сил $\boldsymbol{Q}$ - $\boldsymbol{G}$. Для розгону системи необхідно прикласти до маси $\mathbf{m_1}$ прискорюючу силу $\boldsymbol{P}$.

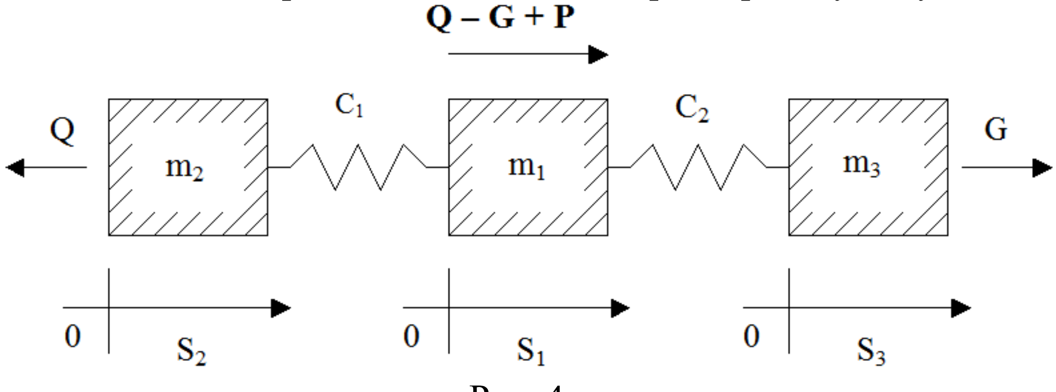

Рис. 4.

Якщо задача розв'язується для складних систем, то можна, згідно попереднього дослідження, вважати прискорюючу силу P постійною.

Для отримання виразів, що характеризують рух машин, надалі будемо застосовувати рівняння Лагранжа другого роду.

Шляхом ряду підстановок одержуємо одне з можливих максимальних значень навантаження пружної ланки, $\boldsymbol{F_1}$ рівне

$$F_{1\max} = \frac{2Pm_2}{m_1 + m_2 + m_3} + Q.$$

А навантаження пружної ланки $\boldsymbol{F_2}$ буде рівне

$$F_{2\max} = G.$$

Висновок. Деякі з отриманих результатів можуть безпосередньо бути використані для практичних розрахунків при проектуванні підйомно-транспортних машин і механізмів.

Література.

1. *Иванченко Ф.К.* Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин: Учебник / *Ф.К. Иванченко*. – К.: Вища школа, 1983. – 351 с.
2. *Іванченко Ф.К.* Підйомно-транспортні машини: Підручник / *Ф.К. Іванченко*. – К., 1993. – 413 с.
3. *Вайнсон А.А.* Подъемно-транспортные машины: Учеб. / *А.А. Вайнсон* – М, 1989. – 431 с.

АНАЛИЗ ДИНАМИЧЕСКИХ СХЕМ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ В СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОМ ПРОИЗВОДСТВЕ

Крылов В.В., Дереза О.О.

Аннотация **– работа посвящена теоретическому определению уравнений движения одно- , двух-, трехмассовых систем.**

AN ANALYSIS OF DYNAMIC CHARTS AT PLANNING LIFTING-TRANSPORT MACHINES AND MECHANISMS IN AGRICULTURAL PRODUCTION

V. Crilov, O. Dereza

Summary

Work is devoted to theoretical determination of evening of motion of one-, two- and three mass point systems.