

УДК 539.3:[687+685.34]

О.А. ДОРОФЄЄВ, О.П. ТЕРЕЩЕНКО

Хмельницький національний університет

ВПЛИВ УДАРУ НА КІНЕМАТИЧНІ ТА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАШИН ШВЕЙНОГО ТА ВЗУТТЄВОГО ВИРОБНИЦТВА

Розглянуто можливості врахування удару в елементах приводу та в робочих органах машин швейного та взуттєвого виробництва. Використовуючи загальні теореми динаміки, можна визначити миттєві значення кінематичних та динамічних характеристик саме в момент удару.

Ключові слова: удар, ударна сила, кутова швидкість, імпульс ударної сили.

О.А. DOROFEYEV, O.P. TERESHCHENKO

Khmelnytskyi National University

THE INFLUENCE OF A STRIKE ON KINEMATIC AND DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE MACHINES IN SEWING AND SHOE INDUSTRIES

The possibilities of taking into account the strike in the elements of the gear in the working bodies of machines in sewing and shoe industries are described. The author considers light industry machines in which there is a sharp tension belt; rotation to the main shaft is transmitted by coupling; striking element contacts with the cam. In some elements of these machines there are sudden loads, which can lead to the destruction of both the item and the entire machine. Design of machine elements working to strike has its peculiarities. In the calculations it is necessary to consider only the strike forces and the pulses of strike force. Impulses of all other forces are neglected. Using the general theorems of dynamics, we can determine the instantaneous cinematic and dynamic characteristics at the moment of a strike.

This allows a more realistic assessment of the effort and pressure that occur in the elements of mechanisms that are affected by a strike.

Keywords: a strike, strike force, angular velocity, impulses of a strike force, sewing industry.

Вступ

Серед явищ, котрі вивчаються в динаміці механічних систем, можна виділити дві крайні області. Перша з них охоплює явища, котрі відбуваються з доволі малими прискореннями. Якщо знехтувати цими прискореннями та відповідними динамічними ефектами, то вона зводиться до задач статички. До другої області відносяться короточасні стани, які характеризуються доволі значними (навіть нескінченно великими) прискореннями; це – ударні явища, котрі пов'язані з виникненням короточасних, доволі великих, «ударних» сил.

Найбільш складні задачі про удар виникають перед інженерами-машинобудівниками, які мають справу з явищами, що виникають при співударянні вузлів або деталей машин; тут заздалегідь невідомі ні сили, які виникають при цьому, ні кінематичні ефекти, що ними викликаються.

Зовнішня різноманітність явищ удару не може затулити їхні типові риси:

з кінематичної сторони – швидкоплинність акту удару, за малий час якого відбуваються різкі змінення швидкостей, але лише малі змінення координат;

з динамічної сторони – виникнення, а потім зникнення доволі великих ударних сил.

Постановка задачі досліджень

Метою описаних в статті досліджень є врахування удару, який виникає під час роботи деяких елементів машин швейного та взуттєвого виробництва, при проектуванні цих елементів.

Ударні явища можуть бути явного типу, коли сумніватися в їх ударному характері немає підстав (кування, штампування, забивання паль, дроблення кам'яних матеріалів тощо). Проте, поряд з такими явищами удару в техніці існують явища більш складного характеру, пов'язані, наприклад, з миттєвою зміною траєкторії або характеру руху точки або тіла, миттєвим перетворенням типів руху (поступального, обертального, плоского та ін..).

Серед різних випадків ударної взаємодії тіл виділимо випадок, коли система зазнає удару або при миттєвій зупинці привідного колеса 2, або при його різкому розгоні (рис. 1). Ця зміна кінематичних та динамічних характеристик може відбуватись як при прямому контакті коліс (рис. 1, а) (нр., зубчата, фрикційна передача), так і за допомогою пасової або ланцюгової передачі (рис. 1, б).

Такі випадки ударів виникають, зокрема, в елементах приводу швейного та взуттєвого устаткування у разі залежності робочого циклу від включення та виключення електродвигуна.

В деяких машинах легкої промисловості (нр., типу ЗВ, ВБ) передача крутного моменту від постійно працюючого електродвигуна на робочий вал передається включенням муфти (нр., в машині ЗВ-1 це кулачкова муфта з клиновим вимикачем). В цьому випадку так само відбувається удар.

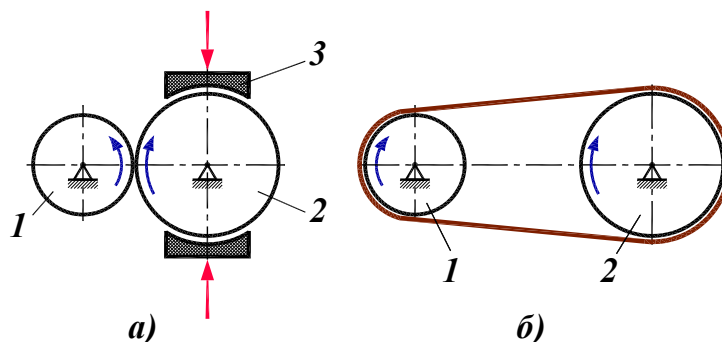


Рис. 1. Випадок удару, що виникає при різкому або гальмуванні, або розгоні ведучого колеса: 1 – ведуче колесо; 2 – ведене колесо; 3 – гальма

3 – гальма

Змінення швидкостей точок при ударі на скінчені величини пов'язане з великими прискореннями та великими ударними силами. На рис. 2 показано графік залежності ударної сили F від часу t .

Ударні сили F мають пікоподібний характер зміни. За короткий період часу удару $\tau = t_2 - t_1$ вони набувають дуже великих значень, в десятки й сотні разів більших за статичні не ударні сили (сили ваги, статичні реакції тощо), а потім різко зменшуються до нуля в кінці удару.

Ударні сили виникають також в робочих механізмах багатьох типів машин, що розглядаються (нр., молоткові механізми) (рис. 3). Молоток 1 в затягувальній машині ЗВ-1 (ЗВ-2) забиває цвях в затяжний пруг устілки. Він закріплений в молотковій штанзі 2. Рух

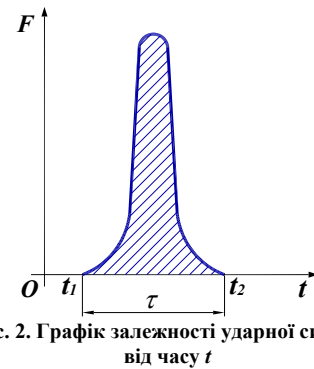


Рис. 2. Графік залежності ударної сили F від часу t

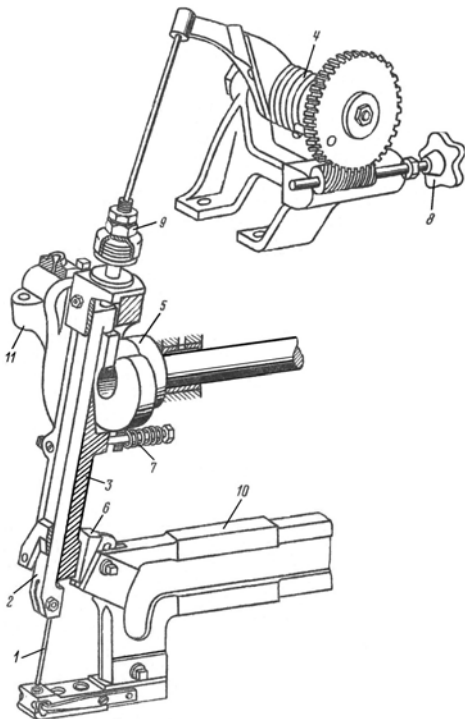


Рис. 3. Молотковий механізм машини ЗВ

штанги з молотком донизу відбувається під впливом пружини 4, а догори – від кулачка 5, котрий закріплений на головному валу.

Оскільки частина енергії удару «вертається» в ударний механізм, то при розрахунках елементів машин, які знаходяться під впливом ударних навантажень, важливо їх враховувати.

При проведенні таких розрахунків врахуємо, що удар – це швидкоплинне явище. Такий підхід дозволяє визначати удар як сукупність явищ, пов'язаних з різкою зміною швидкостей точок механічної системи, які відбуваються за такий короткий час, що, порівняно з імпульсами сил, котрі виникають під час удару, можна нехтувати імпульсами всіх інших сил.

Розглянемо машини, в яких робочий цикл обмежується включенням/виключенням електродвигуна. Тобто, у цьому випадку передача крутного моменту на головний вал відбувається за допомогою пасової передачі.

Оскільки передача зусиль пасовою передачею відбувається завдяки силам тертя, котрі виникають між поверхнями паса та шківів, то навіть при відсутності обертання або при холостому ході існують сили початкового натягу. З прикладанням до шківів крутного моменту ведуча гілка додатково натягується, а натяг веденої зменшується. Звісно, що така циклічна зміна зусиль у гілках паса впливає і на розрахунок і на роботу вала.

Розглянемо випадок коли два шківів обертаються в одній площині навколо осей з кутовими швидкостями ω_{10} та ω_{20} (рис. 4). Спочатку визначимо як зміняться кутові швидкості після того, як на шківів буде накинута пас (нр., у швейних машинах 95

класу та ін.). Радіуси шківів позначимо через R_1 і R_2 ; проскальзування паса нехтуємо.

Для розв'язання даної задачі використаємо теорему про зміну головного моменту кількості руху системи матеріальних точок стосовно миттєвих сил. Таким чином ми врахуємо ефект удару, що відбувається в момент накидання паса на шківів.

Отже, геометричний приріст головного моменту кількості руху системи впродовж доволі короткого проміжку часу впливу миттєвих (ударних) сил дорівнює геометричній сумі моментів імпульсів всіх зовнішніх миттєвих сил (ударів). Оскільки в нашому випадку мова йде про обертання твердого тіла (шківів) навколо нерухомої осі, то відповідне рівняння в проекції на вісь обертання z отримаємо у такому вигляді

$$K_{z_1} - K_{z_0} = \sum_{k=1}^n M_z(\vec{S}_k), \quad (1)$$

або

$$I_z(\omega_1 - \omega_0) = \sum_{k=1}^n M_z(\vec{S}_k), \quad (2)$$

де K_{z_1} , K_{z_0} – проекція головного моменту кількості руху системи в проекції на вісь обертання z в моменти часу t і t_0 відповідно;

$\sum_{k=1}^n M_z(\vec{S}_k)$ – сума моментів імпульсів зовнішніх миттєвих сил \vec{F}_k відносно осі z ;

I_z – момент інерції тіла відносно осі обертання;

ω_1 , ω_0 – кутові швидкості в моменти часу t і t_0 .

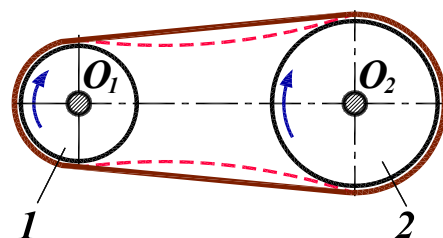


Рис. 4. Пасова передача

Відзначимо, що під час удару виникають й миттєві сили реакцій в підшипниках, але рівняння (1) і (2) імпульси цих сил не входять, оскільки лінії дії цих реакцій перетинають вісь обертання z , отже, їхні моменти відносно цієї осі дорівнюють нулю.

Нехай шків 1 буде ведучим (рис. 4). Застосовуючи формулу (2) до його обертання, маємо

$$I_1(\omega_1 - \omega_{10}) = SR_1, \quad (3)$$

де S – імпульс миттєвої сили натягу паса.

Шків 2 є веденим і для нього отримуємо –

$$I_2(\omega_2 - \omega_{20}) = -SR_2. \quad (4)$$

Знак «мінус» враховує різний вплив сили натягу паса на обидва шківів.

Оскільки проковзування паса ми нехтуємо, то кутові швидкості на обох шківів дорівнюють лінійній швидкості будь-якої точки, що належить пасу. Звідси робимо висновок, що $\omega_1 R_1 = \omega_2 R_2$, або запишемо у такому вигляді

$$\frac{\omega_1}{R_2} = \frac{\omega_2}{R_1}. \quad (5)$$

Визначаючи імпульс S з рівнянь (3) і (4), отримуємо

$$S = \frac{I_1\omega_1 - I_1\omega_{10}}{R_1} = \frac{I_2\omega_{20} - I_2\omega_2}{R_2}.$$

Звідси, враховуючи тотожність (5), отримуємо

$$\frac{\omega_1}{R_2} = \frac{\omega_2}{R_1} = \frac{I_1\omega_{10}R_2 + I_2\omega_{20}R_1}{I_1R_2^2 + I_2R_1^2}. \quad (6)$$

У випадку, коли ведений шків на початку робочого циклу знаходиться у спокої ($\omega_{20} = 0$), отримане рівняння спрощується –

$$\frac{\omega_1}{R_2} = \frac{\omega_2}{R_1} = \frac{I_1\omega_{10}R_2}{I_1R_2^2 + I_2R_1^2}. \quad (7)$$

За допомогою отриманої формули можна визначити миттєве змінення кутової швидкості в момент пуску як ведучого валу (електродвигуна), так і веденого (головного) валу. Також вона дозволяє, враховуючи

що $S_k = \int_{t_0}^t F_k dt$, обчислювати миттєвий натяг паса.

Існує ряд машин (затягувальні машини ЗВ, машини ВБ для вставки та закріплення блоків та інші), в яких передача крутного моменту зі шківів на головний вал передається включенням муфти.

В цьому випадку доцільно використовувати теорему про збереження моменту кількості руху (кінетичного моменту), оскільки на задану систему діють тільки внутрішні сили, отже, сума моментів всіх зовнішніх сил відносно осі обертання системи дорівнюватиме нулю

$$\frac{dK_z}{dt} = 0, \quad (8)$$

або

$$K_z = \text{const} \text{ і } K_{z_0} = K_{z_1}. \quad (9)$$

Тобто, кінетичний момент системи перед включенням муфти K_{z_0} дорівнює кінетичному моменту системи після включення муфти K_{z_1} . K_{z_0} дорівнює моменту кількості руху веденого шківів приводу (враховуючи, що головний вал знаходиться у спокої), а K_{z_1} складається з суми кінетичних моментів як веденого шківів приводу, так й головного валу:

$$\begin{aligned} K_{z_0} &= I_2\omega_2; \\ K_{z_1} &= (I_2 + I_3)\omega, \end{aligned} \quad (10)$$

де I_2, I_3 – моменти інерції веденого шківів приводу та головного валу відповідно;

ω_2, ω – кутові швидкості окремо веденого шківів та веденого шківів з головним валом відповідно.

Отримуємо тотожність

$$I_2\omega_2 = (I_2 + I_3)\omega, \quad (11)$$

з якої визначається миттєва кутова швидкість головного валу ω в момент включення муфти

$$\omega = \frac{I_2}{I_2 + I_3} \omega_2. \quad (12)$$

Розглянемо вплив удару на робочі елементи машин швейного та взуттєвого виробництва (див. рис. 3). Молоткові механізми призначені для забивання цвяхів, шпильок, дужок та блочків. Звичайно, що частина роботи, котра здійснюється при ударі, йде на забиття елемента взуття або одягу, а частина роботи, що не використовується при ударі, сприймається прокладками та обмежувальною гайкою на молотковій штанзі 2, що викликає великі інерційні навантаження на деталі механізму, котрі можуть викликати руйнування штанги.

Молотковий механізм, що розглянутий вище (див. рис. 3), можна представити у вигляді розрахункової схеми, яка підходить й для інших подібних ударних механізмів (рис. 5).

Нехай шестерня (кулачок) спричиняє рух молотка (пробійника, молота та ін.) (рис. 5). Кутову швидкість шестерні до удару позначимо через ω_{10} . Вважаючи удар не пружним, визначимо змінення кутової швидкості шестерні $\omega_1 - \omega_{10}$, швидкість v молотка після удару та його реакцію H .

Знову таки скористаємось виразом для приросту головного моменту кількості руху системи впродовж доволі короткого проміжку часу (2).

До шестерні впродовж цього малого проміжку часу дії удару прикладені миттєвий імпульс реакції молотка H та миттєвий імпульс реакції осі, лінія дії якої перетинає вісь (отже імпульс реакції дорівнює нулю).

Згідно рівняння (2), отримаємо

$$I(\omega_1 - \omega_{10}) = -Hr, \tag{13}$$

де I – момент інерції шестерні відносно осі обертання, дорівнює

$$I = \frac{G_1 \rho_1^2}{g} \quad (G_1 - \text{вага, } \rho_1 - \text{радіус інерції шестерні}).$$

Застосовуючи теорему імпульсів до теорії удару, для молотка отримаємо

$$\frac{G_2}{g} v = H, \tag{14}$$

де G_2 – вага молотка;

v – його швидкість після удару (початкова швидкість молотка дорівнює нулю).

Оскільки удар не пружний, то швидкість v молотка дорівнюватиме коловій швидкості точки контакту молотка зі шестернею

$$v = r\omega_1. \tag{15}$$

Обробляючи рівняння (13)–(15), отримаємо шукані величини:

$$\omega_1 = \frac{\omega_{10}}{1 + \frac{G_2}{G_1} \left(\frac{r}{\rho_1}\right)^2}; \tag{16}$$

$$v = \frac{r\omega_{10}}{1 + \frac{G_2}{G_1} \left(\frac{r}{\rho_1}\right)^2}; \tag{17}$$

$$H = \frac{G_2}{g} \cdot \frac{r\omega_{10}}{1 + \frac{G_2}{G_1} \left(\frac{r}{\rho_1}\right)^2}. \tag{18}$$

Висновки

В статті авторами досліджено вплив удару на елементи робочих та приводних механізмів машин швейного та взуттєвого виробництва. Це досягається шляхом використання загальних теорем динаміки механічної системи до розрахункових схем, що відповідають окремим механізмам вказаних машин. Завдяки цьому можна більш реально оцінити зусилля та навантаження, котрі виникають в елементах механізмів, що знаходяться під впливом удару.

Література

1. Лойцянский Л.Г. Курс теоретической механики : у 3 т. Т. 1: Динамика / Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье. – Ленинград, Москва : Главная редакция технико-теоретической литературы, 1938. – 467 с.
2. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара / Я.Г. Пановко, – М. : Наука, 1977. – 224 с.

Рецензія/Peer review : 5.2.2016 р. Надрукована/Printed : 19.4.2016 р.
Рецензент : д.т.н., проф. Ковтун В.В.

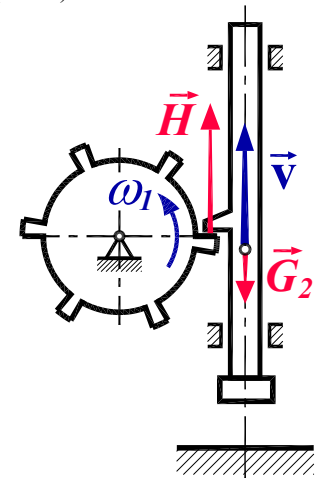


Рис. 5. Схема ударного механізму