

Література

1. Мартыненко И.И. Методика определения момента сопротивления рабочих машин с переменной нагрузкой. / И. И. Мартыненко, Н. А. Корчемный. // Сб. «Вопросы электрификации сельского хозяйства». – К.: Урожай, 1970. – Вып.30.
2. Гаврилюк И.А. Исследования режимов работы и энергитических показателей электроприводов вибрирующих рабочих органов почвообрабатывающих машин. / И. А. Гаврилюк // Сб. научн. тр. БЧМЭСХ. – Минск. – ч.II. – 1979.
3. Гаврилюк І.А. Електроприводи машин та механізмів, які працюють зі змінним навантаженням в АПК / І. А. Гаврилюк, І. П. Гльбчов, Ю. М. Хандола. – Харків: ХНТУСГ, 2004. – С.72-76.

УДК 621.9.01:534

Розглянуто вплив регенеративних вібрацій при різанні, наведені експериментальні дослідження, в яких визначали вплив швидкості різання, глибини і переднього кута різця

Ключові слова: регенеративні вібрації, демпфірування «фактор швидкості»

Рассмотрено влияние регенеративных вибраций при резании, приведены экспериментальные исследования, в которых определяли влияние скорости резания, глубины и переднего угла резца

Ключевые слова: регенеративные вибрации, демпфирование, «фактор скорости»

The impact of recovery vibrations during cutting are considered, the experimental researching, in which the impact of cutting speed, depth and face angle was determined, are given

Key words: regenerative vibrations, damping, «speed factor»

ДОСЛІДЖЕННЯ РЕГЕНЕРАТИВНИХ ВІБРАЦІЙ ПРИ РІЗАННІ

О.Л. Кондратюк
Кандидат технічних наук, доцент*

А.О. Скоркін
Аспірант, асистент*

О.О. Литвинова
Магістр*
Контактний тел.: (057) 733-78-26
E-mail: Kondr20071@i.ua

*Кафедра металоріжучого обладнання і транспортних систем
Українська інженерно-педагогічна академія
вул. Університетська, 16, м. Харків, Україна, 61003

Вступ

Відомо багато робіт, присвячених дослідженню впливу регенеративних вібрацій на точність розмірів, шорсткість поверхні оброблюваних деталей і стійкість інструменту. Ряд дослідників надали характеристики регенеративних коливань, визначені на основі аналізу динамічної сили різання. Проте виконаний в цих дослідженнях аналіз дуже складний, а результати не завжди перевірені експериментально.

Моделювання процесу ортогонального точіння

Описуваний теоретичний аналіз вібрацій виконаний шляхом моделювання процесу ортогонального точіння з врахуванням динамічної сили різання. От-

римані границі стійкості підтверджені експериментами при ортогональному різанні, в яких визначали вплив швидкості різання, глибини і переднього кута різця. Правомірність моделі перевіряли також для регенеративних коливань при невірному різанні. Якщо розглядати відносно простий процес різання, в якому результуюча сила різання $F(t)$ пропорційна миттєвій повній товщині зрізу $u(t)$, то умови абсолютної стійкості можуть бути виражені нерівністю:

$$\operatorname{Re} \left[\frac{k_c}{k_m} G_m(S) \right]_{\min} > \frac{1}{2} \tag{1}$$

де k_c - статична жорсткість різання;
 $\frac{G_m(S)}{k_m}$ - динамічна податливість системи;
 S - параметр перетворення Лапласа.

У системі, представленій моделлю з одним ступенем свободи (рис. 1), рівняння (1) може бути записане таким чином:

$$\frac{k_c}{k_m} < 2\zeta(1 + \zeta) \quad (2)$$

де ζ – коефіцієнт демпфірування системи ($= c / 2\sqrt{mk}$).

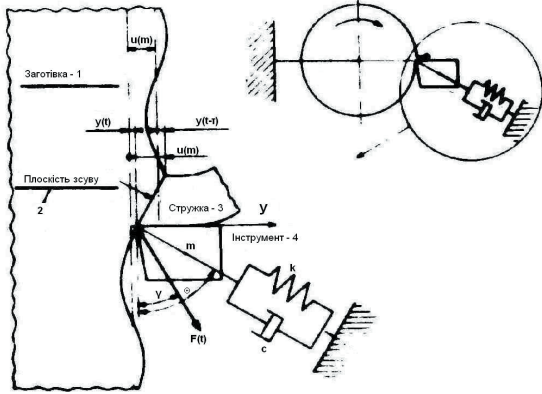


Рис. 1. Коливальна система з одним ступенем свободи: 1 – заготовка; 2 – плоскість зсуву; 3 – стружка; 4 – інструмент

Статична жорсткість різання k_c є добутком питомої сили різання на ширину зрізу. Таким чином збільшення коефіцієнта демпфірування ζ або статичної жорсткості $k_m = k / \cos(\theta - \gamma) \sin \theta$ системи призводить до збільшення стабільності ширини зрізу, а отже, і до збільшення стійкості.

У моделі ортогонального різання миттєва товщина зрізу залежить від хвилястості отриманої поверхні заготовки після попереднього різі і вібрацій ріжучого інструменту в напрямі, нормальному оброблюваній поверхні. У цій моделі (рис. 2) прийнято, що кут зсуву не змінюється при вібраціях інструменту (у напрямі, нормальному оброблюваній поверхні) і сила різання пропорційна розміру зони деформації, що позначається як dA (чотирикутник ABCD), тобто вершина інструменту переміщається з точки А в точку В за період часу dt .

Враховуючи енергію деформації цієї зони, результуюча сила різання може бути записана як

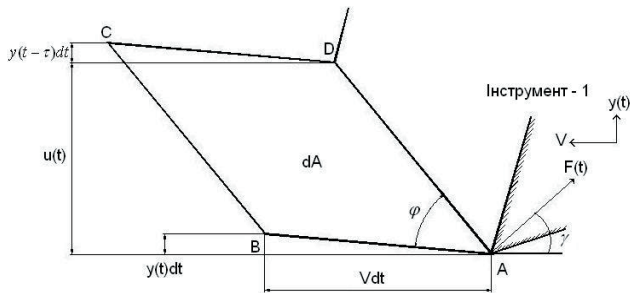
$$F(t) = k_c u(t) - k_d y(t) \quad (3)$$


Рис. 2. Динамічна модель різання (1 – інструмент)

У цьому рівнянні коефіцієнт динамічної сили різання k_d виражається залежністю:

$$k_d = \frac{k_c u_0 (\cot \phi - \tan \gamma)}{v} \quad (4)$$

де u_0 – номінальна глибина різання;
 ϕ – кут зсуву;
 γ – кут між результуючої сили різання і оброблюваною поверхнею ($\gamma = \beta - \alpha$, де β – кут тертя);
 v – швидкість різання.
 З рівняння (3) за допомогою перетворення Лапласа отримуємо:

$$F(s) = k_c u(s) - k_d s y(s) \quad (5)$$

Блок-схема контуру регенеративних коливань та принцип його дії

Блок-схема показана на рис. 3, представлена на основі теорії регенеративних коливань. Від'ємник $k_d s y(s)$ (див.рис. 3) завдяки швидкості інструменту в напрямі, нормальному оброблюваній поверхні, не впливає на миттєву товщину зрізу $u(s)$, проте впливає на результуючу силу різання $F(s)$. Таким чином, результуюча сила різання залежить не лише від повної товщини зрізу, але і від вібрацій інструменту.



Рис. 3. Блок-схема контуру регенеративних коливань: 1,2 – статична і динамічна жорсткість різання відповідно; 3 – динамічна система; 4 – первинний зворотний зв'язок; 5 – регенеративний зворотний зв'язок; 6 – запізнювання

Враховуючи вищевикладену динаміку процесу різання, відповідний критерій стійкості в рівнянні (2) виражається через еквівалентний коефіцієнт демпфірування

$$\zeta^* \frac{k_c}{k_m} < 2\zeta^* (1 + \zeta^*) \quad (6)$$

$$\text{де } \zeta^* = \zeta + k_d \omega_n / 2k_m \text{ та } \omega_n = \sqrt{k/m}$$

Таким чином, стійкість зростає із збільшенням динамічної сили різання, яка здійснює демпфіруючу дію на коливальну систему.

Перетворюючи рівняння (6), границю стійкості можна виразити таким чином:

$$\frac{k_c}{k_m} = \eta \left\{ \eta - 1 - 2\zeta \pm \sqrt{1 - 2(1 + 2\zeta)\eta + \eta^2} \right\} \quad (7)$$

де η – безрозмірний коефіцієнт, так званий «фактор швидкості».

$$\frac{k_c}{k_m} = \frac{v}{\omega_n u_0 (\cot \phi - \tan \gamma)} \quad (8)$$

Висока стійкість досягається за рахунок зменшення «фактора швидкості» η , пропорційного швидкості і обернено пропорційного до номінальної глибини різання u_0 . Якщо коефіцієнт η малий, наприклад менше 1, яким би не було відношення жорсткостей k_c/k_m , регенеративні коливання не виникають. У цій абсолютно стійкій області коливальна система залишається стійкою незалежно від ширини різання і жорсткості системи. Цей висновок є важливим результатом теоретичного аналізу динамічної сили різання. Існують дві границі стійкості на лінії $\eta = \text{const}$ в умовній області стійкості: нижня, залежна, головним чином, від демпфірування системи, і верхня, залежна від демпфірування, обумовленого динамічною силою різання. Для використання верхньої границі стійкості необхідно застосовувати верстат, що володіє достатньою жорсткістю для роботи з великою шириною зрізу, або систему з дуже низькою жорсткістю. Використання цієї області не має практичного значення з точки зору забезпечення точності. Якщо динамічна сила різання не враховується, то границя стійкості паралельна лінії абсцис, а високу стійкість неможливо забезпечити при низькій швидкості різання і великій глибині. Тому, не дивлячись на незначний вплив динамічної сили різання, при великому значенні «фактора швидкості» вона повинна братися до уваги за таких умов різання, коли, наприклад, $\eta < 10$.

Теоретичний розрахунок ширини зрізу

Труби з вуглецевої сталі марки IJS STPG 38 із зовнішнім діаметром 114,3 мм і товщиною стінки 6 мм, що мають на кінці конус з кутом 20° , піддавали ортогональному різанню. При невеликому різанні використовували заготовки з вуглецевої сталі марки IJS S55C. Державка інструменту з двома паралельними плоскими пружинами забезпечувала пружну систему, що наближена по своїм параметрам до системи з одним ступенем свободи. Для запобігання крутильним коливанням вершина різця збігалася з віссю державки. Як ріжучий елемент використовували твердосплавну пластину із сплаву марки P10.

Коливання реєстрували тензометром, розташованим на плоских пружинах, спектр яких визначався за допомогою аналізатора РФТ. Критичну ширину зрізу в експериментах визначали по швидкому збільшенню амплітуди на одній з частот спектру. Коливання частотою 560 Гц, що виявляються при ширині різання 1,6 мм, зростали під час її збільшення.

Для теоретичного розрахунку критичної ширини різання необхідно знати чутливість пружної системи при імпульсній дії. Були отримані наступні результати: власна частота $f_n = 470$ Гц, коефіцієнт демпфірування $\zeta \approx 0,078$, ефективна жорсткість системи $k \approx 17,4$ кН/мм. Направлену статичну жорсткість різання k_m , що використовують для підрахунку критичної ширини зрізу, визначали з відношення

$$k_m = \frac{k}{\cos(\theta - \gamma) \sin \theta}.$$

При збільшенні переднього кута результуюча сила різання зменшується, оскільки кут зрушення ϕ збільшується, при цьому статична жорсткість різання k_c також зменшується. Крім того, збільшується направлена

статична жорсткість k_m , що виходить з взаємозв'язку k_m та γ , розглянута раніше. Отже, збільшення переднього кута сприяє підвищенню стійкості.

Експериментальні значення критичної товщини зрізу приблизно збігаються з величинами, розрахованими без врахування динамічної сили різання при глибині різання $u_0 < 0,08$ мм. Проте, коли $u_0 > 0,1$ мм, експериментальні значення більшою мірою відповідають теоретичним значенням з врахуванням динамічної сили різання. Збільшення критичної ширини зрізу при більшій глибині різання не може бути пояснене без впливу динамічної сили різання, яка грає важливу роль в стійкості при великій глибині різання, що відповідає малим величинам «фактора швидкості» η .

Якщо не брати до уваги динамічну силу різання, то теоретична границя стійкості має постійну величину для різних значень швидкості різання. Експериментальні результати підтверджують високу стійкість при низькій швидкості різання і добре узгоджуються з теоретичними результатами, підрахованими з врахуванням динамічної сили різання.

Висновки

Як було сказано вище, границі стійкості, визначені з врахуванням динамічної сили різання, добре узгоджуються з результатами, отриманими при ортогональному різанні. Для підтвердження справедливості прийнятої гіпотези в умовах невеликого різання були проведені експерименти, в ході яких передбачалося, що передумови стійкості можуть бути визначені по вказаному вище критерію, якщо результуюча сила різання і жорсткість системи в даному напрямі відомі. Оскільки при випробуваннях різанням використовували різець з кутом в плані 75° і переднім кутом -5° , радіальна складова сили була незначна в порівнянні з головною і осьюовою складовими сили різання.

Замість ширини зрізу при невеликому різанні як параметр, що визначає границю стійкості, прийнята глибина різання. Експериментальні результати показують, що критична глибина різання збільшується із збільшенням подачі. При ортогональних випробуваннях висока стійкість спостерігається при низькій швидкості різання. При ортогональному різанні вібрації виникають при ширині різання, меншій, ніж розрахункова, а при невеликому різанні експериментальні дані узгоджуються з теоретичними значеннями при швидкості 120 м/хв і перевищують теоретичні величини при швидкості, меншою 120 м/хв.

Література

1. Амосов, И.С. Осциллографическое исследование вибраций при резании металлов /И.С. Амосов // Точность механической обработки и пути ее повышения: сб. науч. тр. - М.- Л., Машгиз, 1951. - 45 - 58 с.
2. Ахметшин, Н.И. Вибрационное резание металлов / Н.И. Ахметшин, Э.М.Гоц, Н.Ф.Родиков; под ред. К.М. Рагульскиса - Л.: Машиностроение. Ле-нингр. отд-ние, 1987. - 80 с.
3. Макаров, А.Д. Оптимизация процессов резания / А.Д. Макаров - М.: Машиностроение, 1976.-278 с.