

УДК 621.9

Мельник М. С.

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВБУДОВАНОГО В РІЗАЛЬНИЙ ІНСТРУМЕНТ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ДЕМПФЕРА ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ

Проблема виникнення автоколивань при різанні довгим нежорстким інструментом є досить актуальною, оскільки розточувальні операції складають значну частку від усіх операцій механічної обробки і виконуються, як правило, на поверхнях з високими вимогами до точності обробки. Виникнення автоколивань інструменту на таких операціях в більшості випадків унеможливує забезпечення заданої точності і якості поверхні, а також призводять до прискореного зносу і викришування або поломки інструменту, що також є серйозною проблемою для автоматизованих виробництв.

Причина виникнення автоколивань при безперервному різанні полягає в наступному. З точки зору теорії автоматичного керування технологічна система являє собою коливальну ланку, утворену в першому наближенні масою інструменту і жорсткістю вузлів, які несуть цей інструмент. Процес стружкоутворення може бути представлений як інерційна ланка в плані залежності сили різання від положення ріжучої кромки в напрямках робочої подачі і швидкості різання. При відсутності втрат кінетичної енергії коливань та потенційної енергії пружної деформації така система є принципово нестійкою. Стійкість забезпечується тільки силами тертя інструменту по виробу і по стружці і витратами енергії на деформування і руйнування оброблюваного матеріалу. Якщо втрати енергії за період коливань менше ніж приплив енергії в коливальну систему внаслідок мінливості сил різання – тоді виникають автоколивання.

Для довгого нежорсткого інструменту, яким є розточувальні різці і оправки, енергія, що вноситься коливаннями сили різання, часто може перевищувати втрати енергії за період коливань, які зменшуються порівняно зі звичайними різцями внаслідок низької жорсткості інструмента, а значить низької частоти власних коливань і низькою швидкості коливань. Крім того, значні пружні деформації нежорсткого інструменту створюють значну змінну складову сил різання близьку по фазі до коливальної швидкості інструменту. В результаті ці фактори призводять до низької стійкості або коливального характеру процесу різання.

Проблемі автоколебаній при різанні присвячена велика кількість робіт різних авторів [1], [2], [3], [4], [7]. Результати цих робіт можна умовно згрупувати за розробленими способами боротьби з автоколиваннями.

1. Установка віброгасників, що створюють додаткові втрати енергії коливань. Розроблено два основних типи віброгасників: ударної дії і гідравлічні в'язкого тертя. Перший тип простий по конструкції, ефективний і надійний в експлуатації, проте не придатний для розточувального інструменту в силу неприйнятної конструктивної форми і габаритів, оскільки просто не входить в розточуваний отвір. Другий тип конструктивно складніше, оскільки вимагає наявності в'язкої рідини і забезпечення герметичності конструкції, але з точки зору конструктивної інтеграції з інструментом набагато більш універсальний.

2. Підвищення жорсткості технологічної наладки, що тягне за собою підвищення частоти автоколивань і, як наслідок, підвищення швидкості коливань і втрат енергії коливань. Цей шлях дуже ефективний, наприклад, для зовнішнього точіння і найбільш широко використовується на практиці, але на жаль не придатний для розточувального інструменту, який в силу свого функціонального призначення і особливостей конструкції не може бути достатньо жорстким.

3. Зміна геометрії ріжучої кромки з метою підвищення втрат на тертя. З цією метою автор методу рекомендує виконувати на задній поверхні леза невелику негативну фаску (0,5–1,5 мм) під кутом $7 \dots 10^\circ$. Цей метод дозволяє істотно підвищити стійкість процесу різання, але при цьому істотно збільшує тепловиділення в зоні різання, що погіршує умови роботи інструменту і вимагає зниження швидкості різання. В результаті падає продуктивність обробки. Крім того для такого методу потрібна доробка серійних непереточуваних ріжучих пластин, що для пластин з покриттям взагалі неприйнятно. В силу зазначених недоліків цей метод не можна вважати доцільним для сучасного машинобудування.

Таким чином, єдиним ефективним шляхом підвищення стійкості процесу різання при роботі нежорсткими різцями і оправками може бути застосування гідравлічних віброгасників. Ефективність цього рішення підтверджується практичним досвідом. Наприклад, фірма Sandvik Coromant випускає спеціальну серію інструмента з вбудованими гідравлічними віброгасниками під назвою Silenttools, які демонструють високу стійкість процесу різання при низькій жорсткості інструмента [6].

Однак пошук автором методики розрахунку таких віброгасників не приніс результатів. Можливо, якщо така методика існує, то вона є knowhow фірми Sandvik Coromant і не публікується. Або параметри віброгасника визначаються фірмою виробником експериментально і методика розрахунку не розроблялася.

Метою даної роботи є розробка математичної моделі, що дозволяє визначити оптимальні конструктивні параметри віброгасника виходячи з обмежених розмірів, що диктуються конструкцією інструмента. Приклад конструкції розточувального різця з вбудованим гідравлічним віброгасником показано на рис. 1.

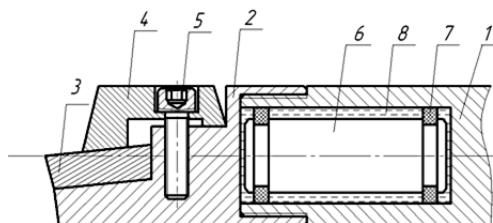


Рис. 1. Расточной різець з вбудованим віброгасником:

1 – хвостовик державки; 2 – державка; 3 – ріжуча пластина; 4 – прихват; 5 – гвинт; 6 – робоче тіло віброгасника; 7 – гумове кільце підвісу робочого тіла; 8 – робоча рідина

Оптимальними параметрами віброгасника вважатимемо такі, при яких забезпечується максимальне поглинання потужності вимушених коливань на власній частоті оправки при фіксованому значенні амплітуди коливань. Миттєве значення потужності, що поглинається:

$$N = F \cdot V, \quad (1)$$

де F – гідродинамічна сила опору переміщенню різця, що створюється віброгасником;
 V – швидкість переміщення різця відносно тіла віброгасника.

Для даної конструкції віброгасника сила F є силою в'язкого тертя і описується виразом:

$$F = \beta \cdot V, \quad (2)$$

де β – коефіцієнт в'язкого опору.
Тоді:

$$N = \beta \cdot V^2 \quad (3)$$

або

$$N = \beta \left[\frac{dh_o}{dt} - \frac{dh_b}{dt} \right]^2, \quad (4)$$

де h_o – координата вільного кінця оправки в напрямку коливань;

h_b – координата центра ваги тіла віброгасника в напрямку коливань.

У разі автоколивань на чистових режимах обробки, коли амплітуда сили пружності оправки істотно перевищує змінну складову сили різання, закон коливань незначно відрізняється від гармонічного, і може бути описаний відомим виразом:

$$h_o = A_o \sin(\omega t), \quad (5)$$

де A_o – амплітуда коливань оправки;

ω – кутова частота коливань;

t – час.

Тіло віброгасника в сукупності з пружним підвісом і в'язким заповнювачем також представляють собою коливальну систему, пов'язану з оправкою через пружність підвісу.

З [1] відомо, що при розбіжності власних частот оправки і коливальної системи віброгасника така система буде здійснювати вимушені коливання за гармонійним законом, з тією ж частотою, але з іншою амплітудою і фазою, тобто:

$$h_b = A_b \sin(\omega t + \varphi), \quad (6)$$

де A_b – амплітуда коливань тіла віброгасника;

φ – фазовий зсув між коливаннями оправки і віброгасника.

Тоді потужність, що поглинається віброгасником і яку потрібно визначити:

$$N = \beta \left[\frac{d}{dt} A_o \sin(\omega t) - \frac{d}{dt} A_b \sin(\omega t + \varphi) \right]^2. \quad (7)$$

Після диференціювання отримаємо:

$$N = \beta [\omega A_o \cos(\omega t) - \omega A_b \cos(\omega t + \varphi)]^2 \quad (8)$$

З рішення диференціального рівняння вимушених коливань пружинного маятника відомо, що амплітуда цих коливань визначається виразом:

$$A_b = \frac{F_0}{m \sqrt{\left(\frac{c}{m} - \omega^2\right)^2 + \omega^2 \frac{\beta^2}{m^2}}}, \quad (9)$$

де F_0 – змушує сила;

m – маса тіла віброгасника;

c – жорсткість підвісу.

Фазовий зсув φ відповідно:

$$tg(\varphi) = \frac{\beta \omega}{m \omega^2 - c}. \quad (10)$$

Змушуюча сила для тіла віброгасника складається з сили пружності підвісу і сили в'язкого опору і описується правою частиною диференціального рівняння вимушених коливань:

$$F_0 = \beta \frac{dh_o}{dt} + ch_o = \beta \omega A_o \cos(\omega t) + c A_o \sin(\omega t) \quad (11)$$

Підставивши вирази (9), (10), (11) в (8), отримаємо:

$$N = \beta \left[\omega A_o \cos(\omega t) - \omega \frac{\beta \omega A_o \cos(\omega t) + c A_o \sin(\omega t)}{m \sqrt{\left(\frac{c}{m} - \omega^2\right)^2 + \left(\frac{\omega \beta}{m}\right)^2}} \cos \left(\omega t + \arctg \left(\frac{\beta \omega}{m \omega^2 - c} \right) - \frac{\pi}{2} \right) \right]^2. \quad (12)$$

Цей вираз описує миттєве значення потужності коливань, що поглинається в'язким тертям віброгасника. Для цілей оптимізації нас цікавить амплітудне значення потужності, причому при фіксованому, наприклад, одиничному значенні амплітуди коливань оправки. Тому перетворимо вираз (12) для випадку, коли ωt кратно 2π , що відповідає пікам коливальної швидкості, а $A_o = 1$:

$$N_a = \beta \left[\omega - \frac{\beta \omega^2}{m \sqrt{\left(\frac{c}{m} - \omega^2\right)^2 + \left(\frac{\omega \beta}{m}\right)^2}} \cos \left(\arctg \left(\frac{\beta \omega}{m \omega^2 - c} \right) - \frac{\pi}{2} \right) \right]^2;$$

або

$$N_a = \beta \left[\omega - \frac{\beta^2 \omega^3}{m \sqrt{\left(\left(\frac{c}{m} - \omega^2\right)^2 + \left(\frac{\omega \beta}{m}\right)^2\right) (\beta^2 \omega^2 + (m \omega^2 - c)^2)}} \right]^2.$$

Після перетворень і спрощень отримаємо:

$$N_a = \beta \left[\omega - \frac{\beta^2 \omega^3}{\beta^2 \omega^2 + c^2 + \omega^4 m^2 - 2m \omega^2 c} \right]^2 \quad (13)$$

або

$$N_a = \beta \left[\omega - \frac{\beta^2 \omega^3}{\beta^2 \omega^2 + k} \right]^2, \quad (14)$$

де $k = c^2 + \omega^4 m^2 - 2m \omega^2 c$.

Графік отриманої функції має вигляд, представлений на рис. 2. На наведеному графіку є один виражений максимум потужності поглинання, тобто існує оптимальне значення коефіцієнта демпфірування β , при якому потужність коливань поглинається максимально. Для відшукування цього оптимального значення продиференціюємо вираз (14) і прирівняємо його до нуля. Після диференціювання отримаємо:

$$N_a' = \frac{k^3 \omega^2 - 3k^2 \omega^4 \beta^2}{(\beta^2 \omega^2 + k)^3}. \quad (15)$$

Для отриманого виразу N_a' дорівнюватиме нулю, якщо чисельник виразу дорівнює нулю, тобто:

$$k^3 \omega^2 - 3k^2 \omega^4 \beta^2 = 0. \quad (16)$$

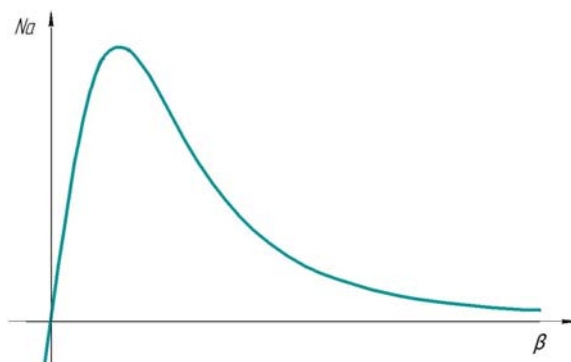


Рис. 2. Графік залежності потужності поглинання Na від коефіцієнта демпфірування β

Вирішивши це рівняння і відкинувши негативний варіант рішення, який не має фізичного сенсу, отримаємо:

$$\beta = \sqrt{\frac{1}{3}} \cdot \frac{m\omega^2 - c}{\omega}. \quad (17)$$

Далі необхідно визначити зв'язок між коефіцієнтом демпфування β і конструктивними параметрами віброгасника, такими як довжина і радіус тіла віброгасника, робочий зазор і величина в'язкості робочої рідини. Розрахункова схема представлена на рис. 3.

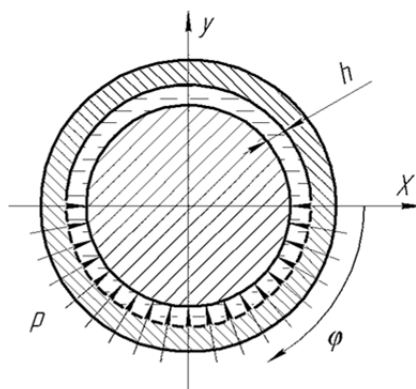


Рис. 3. Розрахункова схема віброгасника

Коефіцієнт демпфування β являє собою відношення сили в'язкого опору віброгасника до швидкості переміщення, що викликала цю силу:

$$\beta = \frac{F}{\dot{y}} = \frac{F \cdot dt}{dy}. \quad (18)$$

Силу гідродинамічного опору F можна визначити як інтеграл тиску по половині площі периферійної поверхні циліндричного робочого тіла віброгасника з урахуванням її кривизни:

$$F = 2 \int_0^l \int_0^{\pi/2} p(\varphi) \cdot \sin(\varphi) \cdot r \cdot d\varphi \cdot dl = 2 \int_0^{\pi/2} p(\varphi) \cdot \sin(\varphi) \cdot r \cdot l \cdot d\varphi, \quad (19)$$

де $p(\varphi)$ – розподіл тиску в залежності від кутової координати;
 l – поздовжня координата (уздовж осі циліндра робочого тіла віброгасника);
 r – радіус робочого тіла віброгасника.

Для визначення залежності $p(\varphi)$ розглянемо робочий зазор h віброгасника в напрямку кутової координати φ як ланцюг послідовно з'єднаних дроселів з опором dR і елементарних змінних обсягів $l \cdot h \cdot r \cdot d\varphi$. Тоді абсолютний тиск в даній координаті φ дорівнюватиме сумі падіння тиску на цих елементарних дроселях від 0 до φ . А падіння тиску на дроселі в свою чергу визначається виразом:

$$\Delta p = Q(\varphi) \cdot dR, \quad (20)$$

де $Q(\varphi)$ – витрата рідини через дросель.

Для визначення опору елементарного дроселя dR скористаємося відомим виразом для щільного циліндричного дроселя [5]:

$$R = \frac{12\pi r \mu}{lh^3}, \quad (21)$$

де μ – коефіцієнт динамічної в'язкості робочої рідини;

h – величина робочого зазору. Цей вираз справедливий для $\varphi = 2\pi$, Тоді:

$$dR = \frac{6r\mu}{lh^3} d\varphi, \quad (22)$$

а тиск в даній точці:

$$p(\varphi) = \int_0^\varphi Q(\varphi) \frac{6r\mu}{lh^3} d\varphi. \quad (23)$$

Витрата через робочий зазор $Q(\varphi)$ для розглянутої кутової координати φ в осьовому перерізі віброгасника на підставі принципу нерозривності потоку і з урахуванням того, що при зміщенні робочого тіла Δy зміна робочого зазору $\Delta h(\varphi)$ в залежності від кутової координати φ підкорюється закону синуса, визначається виразом:

$$Q(\varphi) = \int_{\pi/2}^\varphi \frac{dy}{dt} lr \cdot \sin(\varphi) d\varphi. \quad (24)$$

Після інтегрування отримаємо:

$$Q = \frac{dy}{dt} lr \cdot \cos(\varphi). \quad (25)$$

Тоді розподіл тиску:

$$p(\varphi) = \frac{dy}{dt} \cdot \frac{6r\mu}{lh^3} \cdot l \cdot r \int_0^\varphi \cos(\varphi) d\varphi = \frac{dy}{dt} \cdot \frac{6r^2\mu}{h^3} \cdot \sin(\varphi). \quad (26)$$

При цьому сила гідродинамічного опору відповідно до виразів (19) і (26):

$$F = 12 \frac{dy}{dt} \cdot \frac{r^3 l \mu}{h^3} \int_0^{\pi/2} \sin^2(\varphi) d\varphi. \quad (27)$$

Після інтегрування цього виразу отримаємо:

$$F = 3 \frac{\pi l r^3 \mu}{h^3} \cdot \frac{dy}{dt}. \quad (28)$$

Відповідно коефіцієнт демпфірування:

$$\beta = 3 \frac{\pi l r^3 \mu}{h^3} . \quad (29)$$

Склавши цей вираз з виразом (17), отримаємо потрібне рівняння для визначення оптимального поєднання конструктивних параметрів віброгасника:

$$\sqrt{\frac{1}{3}} \cdot \frac{m\omega^2 - c}{\omega} = 3 \frac{\pi l r^3 \mu}{h^3} . \quad (30)$$

ВИСНОВКИ

Отримане рівняння справедливе для випадку, коли тіло віброгасника розташоване строго по центру порожнини і амплітуда коливань істотно менше величини робочого зазору h , що в більшості випадків відповідає практичному режиму експлуатації інструменту. При збільшенні амплітуди коливань до значень, близьких до величини робочого зазору віброгасника, що скоріше відповідає аварійним режимам роботи, залежність сили гідродинамічного опору від миттєвої швидкості оправки стає нелінійною внаслідок істотної зміни величини зазору h в такт з коливаннями. Це призводить до деякого збільшення коефіцієнта демпфірування і відхилення його від оптимального значення. Цей факт слід враховувати при проектуванні інструменту, що працює при великих амплітудах коливань, наприклад, в умовах переривчастого різання або при обробці мідних гомогенних сплавів, для яких в силу особливостей механічних властивостей процес різання навіть при жорсткій технологічній системі має автоколивальний характер.

Метою подальших досліджень є створення дослідного зразка інструменту і експериментальна перевірка розробленої математичної моделі.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Грановский Г. И. Резание металлов / Г. И. Грановский, В. Г. Грановский. – М. : Высшая школа, 1985. – 304 с.
2. Жарков И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом / И. Г. Жарков. – Л. : Машиностроение, 1987. – 184 с.
3. Дослідження вібрацій при різанні незагартованої сталі комбінованим інструментом, оснащеним НТМ [Текст] / Г. М. Виговський [и др.] // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки» : науковий журнал. – 2008. – N 2. – С. 82–87. – ISSN 1817-9215.
4. Пащинин А. В. обнаружение неоднозначности сил резания в колебательном движении при точении / А. В. Пащинин, Е. А. Чернышев // Сб. трудов междунар. науч.-техн. конф. в г. Севастополе 12–17 сентября 2011 г. В 3-х т. – Донецк : ДнНТУ, 2011. – Т. 3.
5. Ковалев В. Д. Опоры и передачи жидкостного трения станочного оборудования / В. Д. Ковалев, О. Ф. Бабин : учебное пособие. – Краматорск : ДГМА, 2005. – 188 с. – ISBN 5-7763-1125-X.
6. Технология обработки металлов резанием [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.sandvik.coromant.com/silenttool
7. Effectiveness of particle and mass impact damping on tool vibration during hard turning process Author: P Sam Paul, Prashanth Raja, Philip Aruldas, Sam Pringle, Elvin Shaji. Proceedings of the institution of mechanical engineers part b – journal of engineering manufacture Volume: 232 issue: 5 page(s): 776–786 Issue published: April 1, 2018 .

Стаття надійшла до редакції 18.03.2018 р.