

Гевко І.Б., Клендій В.М., Навроцька Т.Д.
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ПРОЕКТУВАННЯ РОЗТОЧНИХ ГОЛОВОК ДЛЯ ОБРОБКИ ОТВОРІВ В АВТОМОБІЛЕБУДУВАННІ

Розроблено теоретичні проектування розточних головок для обробки отворів в автомобілебудуванні. Виведені рівняння руху для визначення коливань розточних головок, їх амплітуди для режимів різання на всіх етапах роботи які залежать від величини сил демпфування і маси головки. Представлено систему нелінійних диференціальних рівнянь з початковими умовами із застосуванням чисельного методу Рунге-Кутта.

Ключові слова: розточна головка, режим різання.

Постановка проблеми. Одним із шляхів підвищення точності, шорсткості і продуктивності обробки кільцевих канавок точних головок з двома або більше розточними різцями на свердлильних, розточних і токарних верстатах. Важливим елементом при цьому необхідно обґрунтувати конструктивні параметри і визначити співвідношення величини подачі розточних різців до величини осевої подачі шпинделя верстату.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Дослідження розточних механізмів присвячені праці: Артоболовського І.І. [1], Лінчевського П.А. [2], Кузнецова Ю.М. [3] та багато інших. Однак ряд питань залишилися не вирішеними і потребують подальшого дослідження.

Мета роботи. Метою роботи є проектування основ технологічного процесу розточування розточними головками для визначення режимів різання і конструктивних параметрів технологічного оснащення;

Реалізація роботи. Під час розточування внутрішніх циліндричних канавок в отворах корпусних деталей за допомогою дворіцевої розточної головки виникають динамічні процеси, які суттєво впливають на процес різання, точність оброблення поверхні та стійкість інструменту.

Враховуючи початкове встановлення різального інструменту та неоднорідність оброблювального матеріалу, на кожний різець діє перемінна сила, яка призводить до зміщення різальної головки, а значить до зміни геометрії оброблювальної поверхні.

Крім цього, двохріцевої РГ характерні тим, що величина подачі на один оберт шпинделя розподіляється на обидва різці, що передбачає зменшення величини подачі в два рази. Отже, діапазон раціональних подач розточних різців РГ становить $S_p=0,06-0,16$ мм/об.

Порівняльна схема різання одноріцевої і двохріцевої РГ для однакових подач зображено на рис.1.

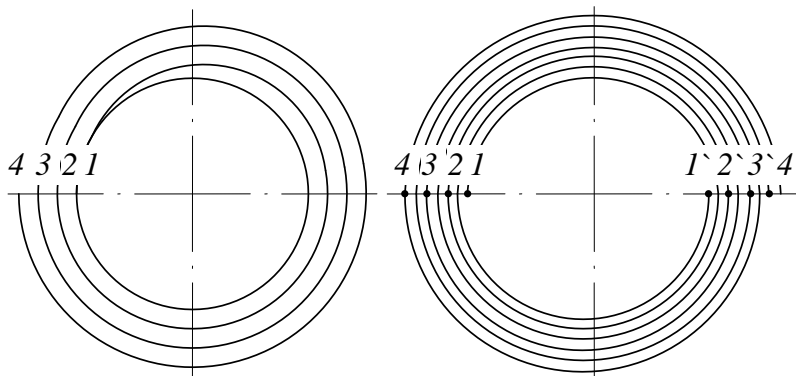


Рисунок 1. Схема різання одноріцевої (а) і двохріцевої (б) РГ.

На схемі а) 1-2, 2-3, 3-4 представлено величину подачі одного різця, а на схемі б) 1-2, 2-3, 3-4 – величину подачі других різців. Величина припуску, який знімається різцем за один оберт шпинделя у двохріцевої РГ у два рази менший порівняно з одноріцевим обробленням, тому, величину подачі у випадку застосування двохріцевої РГ необхідно збільшити в 2 рази.

Аналізуючи конструкцію розточної головки встановленими різцями вважаємо, що система координат обертається разом із головкою таким чином, що вісь y проходить через центр у напрямку різального ребра першого різця, а вісь z перпендикулярна до неї (рис.2).

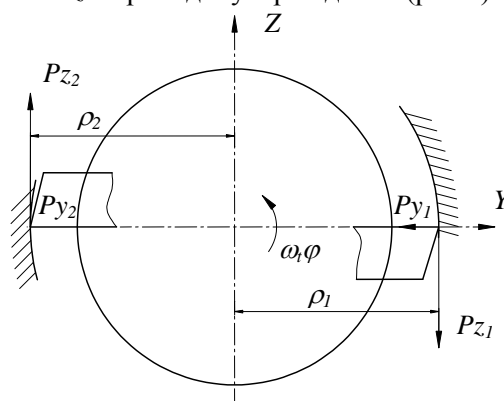


Рисунок 2. Розрахункова схема для розточування кільцевих канавок розточною головкою.

На кожен різець діють складові сили різання P_Z по дотичній до поверхні різання та складові сили різання P_y у напрямку до центра обертання головки. Внаслідок неточності устанавлення та заточування різальних ребер значення цих сил для кожного різця будуть різні. Вважаємо, що величини цих сил пропорційні радіальній подачі кожного різця та визначаються за залежностями:

$$\begin{aligned} P_{Z1} &= C_{p_{z_1}} \cdot t^{x_{p_{z_1}}} \cdot s_1^{y_{p_{z_1}}} \cdot v^n; & P_{Z2} &= C_{p_{z_2}} \cdot t^{x_{p_{z_2}}} \cdot s_2^{y_{p_{z_2}}} \cdot v^n; \\ P_{y1} &= C_{p_{y_1}} \cdot t^{x_{p_{y_1}}} \cdot s_1^{y_{p_{y_1}}} \cdot v^n; & P_{y2} &= C_{p_{y_2}} \cdot t^{x_{p_{y_2}}} \cdot s_2^{y_{p_{y_2}}} \cdot v^n, \end{aligned} \quad (1)$$

де s_1 та s_2 - радіальні подачі відповідно першого та другого різців, мм/об; $C_{p_{z_1}}, C_{p_{z_2}}, C_{p_{y_1}}, C_{p_{y_2}}$ - постійні коефіцієнти різання; t ; V - відповідно глибина, мм та швидкість різання, м/хв.

Показники в рівняннях (1) визначаються залежно від умов різання, характеристики різального та оброблюваного матеріалу, геометрії різального інструменту та інших параметрів [4].

Для визначення величини подачі кожного різця розглянемо траєкторії їх руху, які описуються спіраллю Архімеда за залежностями:

$$\begin{aligned} \rho_1 &= \rho_1 + \frac{s}{2\pi} \phi + y; \\ \rho_2 &= \rho_2 + \frac{s}{2\pi} \phi - y, \end{aligned} \quad (2)$$

де ρ_1 і ρ_2 - початкові радіуси встановлення різців, мм; s - зміщення різців за 1 оберт розточної головки, мм/об; ϕ - кут повороту головки внаслідок її обертання, рад; y - зміщення головки з різцями від центру, мм.

Залежність (2) описують рух різців, причому кут ϕ для них відраховується від початкового положення кожного з них. Початкове положення вважаємо таким, коли перший різець починає різання канавки. Для однозначності розглядуваного процесу припускаємо, що першим є той різець, радіус устанавки якого більший, тобто $\rho_1 > \rho_2$.

Внаслідок неодинакових радіусів встановлення різців та зміщення головки під дією сил різання та її коливань, кожен різець знімає різний шар металу, тобто у кожного різця виникає інша подача. Для визначення реальної подачі різця знайдемо різницю між точками траєкторії різальних ребер обох різців у тій же частині оброблюваної поверхні деталі:

$$\begin{aligned} s_1 &= \rho_1(\phi) - \rho_2(\phi - \pi); \\ s_2 &= \rho_2(\phi) - \rho_1(\phi - \pi). \end{aligned} \quad (3)$$

Для розрахунку сил різання необхідно розглянути механіку переміщення різців відносно параметрів системи. Швидкість обертання вважаємо сталою, проте, врахувавши існування дефектів матеріалу та ливарної кірки на поверхні розточуваного отвору чи шару іншого матеріалу. Під час відновлення поверхні в процесі ремонту обладнання, сили різання змінюються і залежать як від

глибини врізання різця у матеріал, так і від кутового положення головки, а зовнішній шар твердіший і призводить до збільшення сил різання.

$$\begin{cases} C_{Yi} = P_{yi} \exp\left(-\frac{\phi}{\theta}\right) + R_{yi}; \\ C_{Zi} = P_{zi} \exp\left(-\frac{\phi}{\theta}\right) + R_{zi} \end{cases}; \quad (4)$$

де θ – коефіцієнт експоненціальної апроксимації, рад; P_{yi} , P_{zi} , R_{yi} , R_{zi} з індексами – коефіцієнти пропорційності, які визначаються експериментально, залежать від твердості матеріалу, геометрії різального інструменту та інших параметрів.

Розглядаючи коливання розточної головки під дією сил різання і розклавши рух на дві складові у проекції на осі y та z , рівняння руху записуємо у вигляді:

$$\begin{cases} M\ddot{y} + \beta\dot{y} + cy = C_{Y_2}s_2 - C_{Y_1}s_1; \\ M\ddot{z} + \beta\dot{z} + cz = C_{Z_1}s_1 - C_{Z_2}s_2, \end{cases} \quad (5)$$

де M – зведена маса розточної головки, кг; β – коефіцієнт демпфування коливань, Н·с/м; c – зведена жорсткість кріплення головки, Н/м.

У правій частині системи рівнянь (5) записано діючі по відповідних осях сили різання, що визначаються з системи (4) з врахуванням їх напрямку. Після підстанов значення систем (4) у (5) та перетворень отримали:

$$\begin{aligned} M\ddot{y} + \beta\dot{y} + \left[c + \left((P_{Y1} + P_{Y2}) \exp\left(-\frac{\phi}{\theta}\right) + R_{Y1} + R_{Y2} \right) \right] y = \\ \left[(P_{Y1} + P_{Y2}) \exp\left(-\frac{\phi}{\theta}\right) + R_{Y1} + R_{Y2} \right] (\rho_{20} - \rho_{10} - y(-\pi)) + \\ \left[(P_{Y2} - P_{Y1}) \exp\left(-\frac{\phi}{\theta}\right) + R_{Y2} - R_{Y1} \right] \frac{s}{2}, \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} M\ddot{z} + \beta\dot{z} + cz = \left[(P_{Z1} + P_{Z2}) \exp\left(-\frac{\phi}{\theta}\right) + R_{Z1} + R_{Z2} \right] \times \\ (\rho_{10} - \rho_{20} + y + y(-\pi)) + \left[(P_{Z1} - P_{Z2}) \exp\left(-\frac{\phi}{\theta}\right) + R_{Z1} - R_{Z2} \right] \frac{s}{2}. \end{aligned} \quad (7)$$

Позначення $y(-\pi)$ у формулах (6) і (7) означає величину зміщення головки по осі y на півоберта назад порівняно з кутом повороту, що характеризує вплив траєкторії різання попереднім різцем.

Початкові умови для системи рівнянь записуємо з наступних міркувань. Перед початком процесу проточування канавки головка знаходилась у стані спокою відносно координатних осей. Тому, початкові координати і швидкості приймаємо рівними нулю. Подальше зміщення головки відбувається за рахунок дії сил різання. Отже, для $t = 0$ маємо:

$$y(0) = 0; \quad \dot{y}(0) = 0; \quad z(0) = 0; \quad \dot{z}(0) = 0; \quad \varphi(0) = 0. \quad (8)$$

Розв'язок системи нелінійних диференціальних рівнянь (6) і (7) з початковими умовами (8) доцільно провести на комп'ютері із застосуванням стандартної підпрограми чисельного методу Рунге-Кутта. Для цього заміною змінних зведемо систему до 4 диференціальних рівнянь першого порядку з врахуванням $\varphi = \omega t$, де $\omega = \frac{\pi}{30} n$ – кутова швидкість обертання шпинделя верстату.

На рис. 3-4 представлено відповідно залежності коливань РГ для великих значень коефіцієнту затухання при малій жорсткості системи ВПД і великій масі головки.

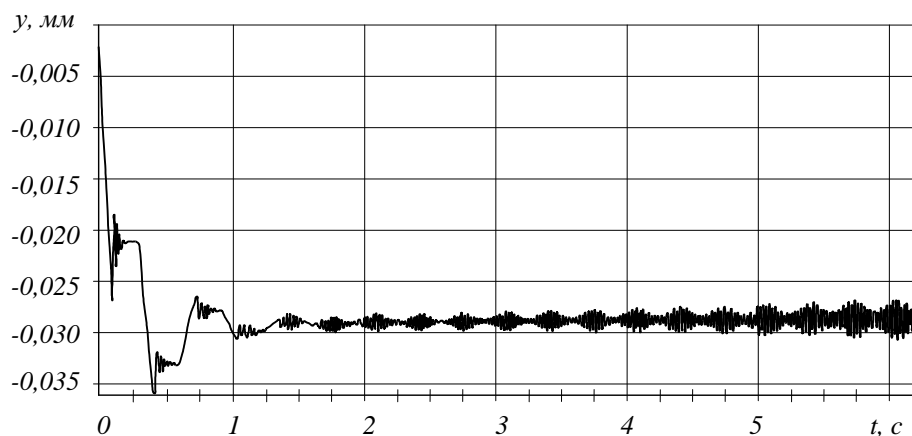


Рисунок 3. Амплітуда коливань різцевої головки по координаті y при великих значеннях коефіцієнту затухання β і малій жорсткості системи c .

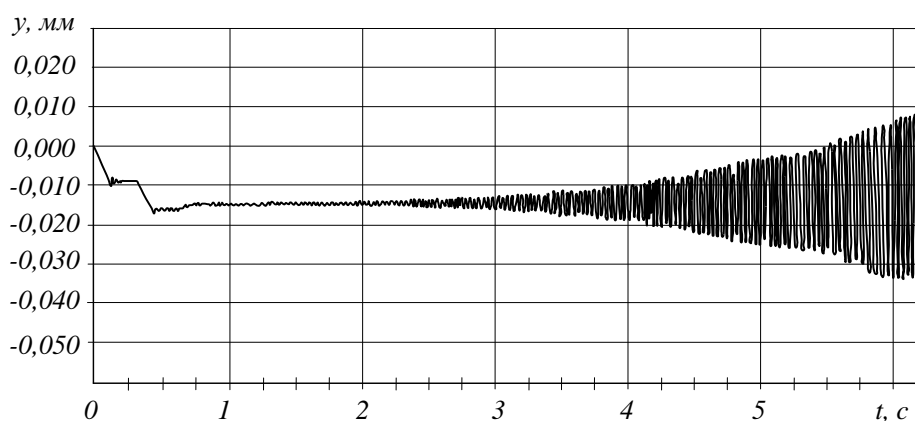


Рисунок 4. Амплітуда коливань різцевої головки по координаті y при великих значеннях коефіцієнту затухання β та великій масі головки.

Із графічних залежностей видно, що зменшення радіальної жорсткості системи C призводить до погіршення стійкості системи. З метою підвищення жорсткості в головці розміщується декілька розточних різців. Це також покращує загальну жорсткість ВПД і, відповідно, якість виконання технологічного процесу розточування.

Крім цього, суттєво впливають неоднакові умови різання кожним із різців внаслідок їх заточування, геометрії, початкової установки та інше. Вимушені коливання системи по осі z мають аналогічний вигляд, проте значно менше впливають на точність оброблення.

Висновки: Аналіз результатів свідчить, що жорсткість системи суттєво впливає на точність оброблення поверхні, причому слід уникати явищ резонансу (співпадання частоти коливань системи та частоти обертання шпинделя). Збільшення маси головки призводить до погіршення умов стійкості для тих самих коефіцієнтів демпфування.

На основі рівнянь руху для визначення коливань розточних головок, їх амплітуди встановлено, що режими різання на всіх етапах роботи залежать від величини сил демпфування і маси головки.

1. Артоболевський І.І. Механізми в сучасній техніці. В 7 томах. – Т.ІІІ: Рычажно-кулачковые, рычажно-зубчатые, рычажно-храповые, рычажно-клиновые и винторычажные механизмы. Механизмы с гибкими и упругими звеньями – М: Наука, 1979. – 416с.

2. Линчевський П.А. Обработка деталей на отделочно-расточных станках. / П.А. Линчевський, Т.Г. Джугаден, А.А. Оршен. –К.: Техника, 2001, – 307 с.

3. Линчевський П.А. Тонкое растачивание отверстий методом распределения подачи между двумя резцами. Резание и инструмент: Респ. межвед. науч.- техн. сб. - Харьков: Выща школа, 1973. - Вып.7. - С.27-29.

4. Кузнецов Ю.Н., и др.. Самоустанавливающиеся зажимные механизмы. / Ю.Н. Кузнецов. Справочник. – К.: Техника, София: Гос. Узд-во. «Техника», 1988, 222 с.

5. Серый И. С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. // М.: Агропромиздат – 1987 - 367с

REFERENCES

1. Artobolevsky II Mechanisms sovrimennoy technology. In 7 volumes. - Т.ІІІ .: lever-cam, lever-zubchastye, lever-ratchet, lever, wedge and vintorychazhnye mechanisms. Mechanisms with flexible and elastic links - Moscow: Science, 1979. - 416s.
2. Linchevsky PA Processing of parts on the boring machine. / PA Linchevsky, TG Dzhugaden, AA Orshen. - K .: Technique, 2001 - 307 p.
3. Linchevskiy PA Thin boring holes by supplying the distribution between the two cutters. Cutting and instrument: Resp. Interdepartmental. nauch.- tehn. Sat. - Kharkov: Vyshcha School, 1973. - Vyp.7. - S.27-29.
4. Kuznetsov JN, et al .. Self-aligning clamping mechanisms. / JN Kuznetsov. Directory. - K .: Technique, Sofia State. SPL-in. "Technology", 1988, 222 p.
5. Gray JS Interchangeability, standardization and technical measurements. // М .: Agropromizdat - 1987 - 367s

Гевко І.Б., Клендій В.М., Навроцька Т.Д. Теоретические предпосылки проектирование расточных головок для обработки отверстий в автомобилестроении

Разработаны теоретические проектирования расточных головок для обработки отверстий в автомобилестроении. Выведены уравнения движения для определения колебаний расточных головок, их амплитуды для режимов резания на всех этапах работы, которые зависят от величины сил демпфирования и массы головки. Представлена система нелинейных дифференциальных уравнений с начальными условиями с применением численного метода Рунге-Кутта.

Ключевые слова: расточная головка, режим резания.

I. Gevko, V. Klendy, T. Navrotskaya. Theoretical background design boring heads for machining holes in the automotive industry

Theoretical design heads for boring of holes in the automotive industry. The equations of motion for determining fluctuations boring heads to amplitude for the cutting at all stages that depend on the magnitude of the damping force and weight of the head. Presented system of nonlinear differential equations with initial conditions using a numerical method of Runge-Kutta.

Keywords: Boring head, cutting mode.

АВТОРИ:

ГЕВКО Ігор Богданович, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобілів, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, e-mail: vova221@ukr.net
КЛЕНДІЙ Володимир Миколайович кандидат технічних наук, асистент кафедри автомобілів, Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, e-mail: vova221@ukr.net
НАВРОЦЬКА Тетяна Демянівна, аспірант кафедри «Автомобілів», Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя, e-mail: vova221@ukr.net

АВТОРЫ:

ГЕВКО Игорь Богданович, кандидат технических наук, доцент кафедры автомобилей, Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, e-mail: vova221@ukr.net
КЛЕНДИЙ Владимир Николаевич кандидат технических наук, асистент кафедры автомобилей, Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, e-mail: vova221@ukr.net
НАВРОЦКАЯ Татьяна Демянивна, аспирант кафедры «Автомобилей», Тернопольский национальный технический университет им. И.Пулюя, e-mail: vova221@ukr.net

AUTHORS:

Igor HEVKO, candidate of technical sciences, assistant professor of cars, Ternopil National Technical University Ivan Pul'uj, e-mail: vova221@ukr.net
Vladimir KLENDII, candidate of technical sciences, Department avsystem cars, Ternopil National Technical University Ivan Pul'uj, e-mail: vova221@ukr.net
Tatiana NAWROCKA, graduate student of "Cars", Ternopil National Technical University. I.Pulyuya, e-mail: vova221@ukr.net

Стаття надійшла в редакцію 11.09.2016 р.