

$$\theta = c \cdot d = (N_1 + K_1) \cdot d. \quad (7)$$

Підставляючи значення, знаходимо

$$\theta_1 = c \cdot d = 14 \cdot 1,4^\circ = 19,6^\circ$$

Робота схеми обчислюється КОЗ при наявності сигналу детонації відбувається практично аналогічно.

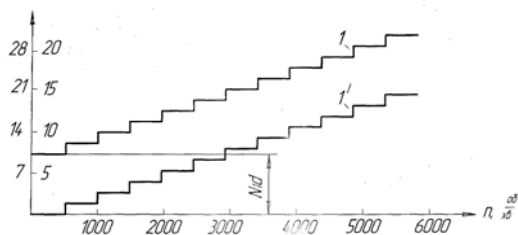


Рис. 5. Зміщення характеристики при детонації

Відміна у наступному. З приходом імпульсу детонації (кнопка SP натиснута) з кт XII на вхід "установки нуля" рахівника C_2 останній стає рівним нулю та N_1 - число яке завантажується у C_1 стає рівним 0, отже виконується "відскік" КОЗ на величину $\theta_1 = N_1 \cdot d$ (рис. 5).

З рис. 5 неважко побачити, що характеристика I зміщується паралельно самої себе на θ_1 та переходить у характеристику I' .

Якщо після відскока детонація пропадає (кнопка SP размикає ціпку), тоді імпульси $V_{11}(t)$ через ЛЕ4 починають відступати на вхід C_2 . У залежності від положення перемикача SA2 само блокується через ЛЕ4 з приходом або N_1^{-20} , або N_2 - го імпульсів. У цьому випадку перехідний процес після "відскоку" системи по часу виглядає як показано на рис. 6.

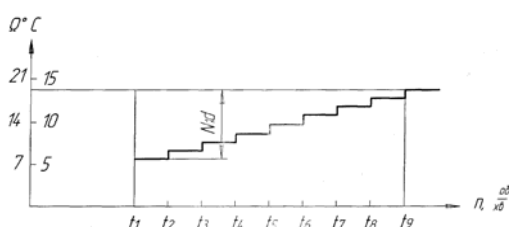


Рис. 6. Перехідний процес у системі після зникнення детонації

У момент часу t_1 системи миттєво зменшує КОЗ з 21° до 7° , а потім за 6 кроків відновлює попереднє значення кута при зникненні детонації. При $n = 3000$ об/хв. весь перехідний процес з 8 кроків складає $20 \cdot 10^{-3} \cdot 8 = 0,16$ с.

Процес формування імпульсу детонації відбувається наступним чином. На вхід ЛЕ5 подаються три види імпульсів з різною частотою та різною амплітудою: $V_{V11}(t)$ та $V_{V11}(t)$, а при натиснутій кнопці подається короткочасний імпульс детонації $V_{IX}(t)$ (див. рис. 4). Для зручності у даній схемі тривалість сигналу детонації відповідає інтервалу часу з опікуючого мультівібратора.

У кт X (див. рис. 4) має місце сума усіх трьох сигналів $V_{V11}(t)$; $V_{V11}(t)$; $V_{IX}(t)$.

На виході ПФ залишаються сигнали з $f = f_\Delta$ та різною амплітудою.

Схема амплітудної селекції розрізняє перевищення сигналу детонації над "фоном" та виконує командний імпульс $V_{X11}(t)$ для C_2 .

Список літератури

1. Опарин И.М. и др. Электронные системы зажигания. - М.: Машиностроение, 1987. - С. 149-158.
2. Микросхемы и их применение. Справочное пособие (В.А. Гатушев, В.Н. Вниаминов и др.. - изд- 2-е перераб. и доп.). М.: Радио мвязь, 1984. - С. 104-157; 169-203.
3. Горбунов В.Л., Панфилов Д.И., Преснухин Д.Л. Справочное пособие по микропроцессорам и микроЭВМ / (под ред. Л.Н. Преснухина. - М.: Высш. шк., 1988. - С. 17-77).

Рукопис подано до редакції 19.03.13

УДК 621.9.06–231

А.С. АРАЛКІН^а, канд. техн. наук, доц., С.В. ПЕРЕГУДОВ, ДП ДПІ «Кривбаспроект»

О.О. КЛИМЧУК, магістрант, ДВНЗ «Криворізький національний університет»

ДОСЛІДЖЕННЯ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ВІБРАЦІЮ СИСТЕМИ ВПІД ВЕРСТАТІВ

Наведено результати аналітичних та експериментальних досліджень з питань зниження коливань в зоні різання токарно-гвинторізного верстата мод. SV-18R. Отримано критерії подоби, що можуть бути використані для поширення отриманих результатів на інші верстати. Апробовано нову конструкцію віброізолятора та розроблено критерії оцінки його дії. Доведено ефективність роботи віброізолятора на окремих частотах.

Проблема та її зв'язок з науковими і практичними завданнями. Робота металообробних верстатів супроводжується коливаннями несучої системи, інструмента та оброблюваної деталі. Коливання обмежують режими різання і продуктивність механообробки. Недостатня стійкість руху різання та поява коливального руху при чистових операціях, навіть у слабо вираженій формі, є також однією із причин зниження якості оброблюваних поверхонь. Періодичні коливання руху (вібрація) під час різання металів шкідливо відображається на стійкості ріжучого інструмента і на технічному стані самого верстата [1].

Аналіз досліджень і публікацій. Вібрація характеризується частотою f (Гц), амплітудою A (мм), віброшвидкістю V (Гц/с) та віброприскоренням ω (Гц/с²). Вібрації, які виникають під час обробки деталей на металообробних верстатах, призводять до підвищення шорсткості обробленої поверхні і утворення на ній хвиль з великим кроком (хвилястість), порушення правильності роботи верстата та передчасного зносу інструмента. Вони здійснюють значний вплив на умови обробки деталі і залежать від жорсткості системи ВПД, тобто від здатності системи перешкоджати переміщенню її елементів під дією змінних навантажень. Жорсткість системи ВПД є одним з основних критеріїв працездатності і точності верстата [2].

Колівання бувають двох типів: вимушені, коли причиною коливань є періодично діюча збуджуюча сила, і автоколивання, що відбуваються без впливу зовнішньої періодичної збуджуючої сили (коливання, що вільно збуджуються в процесі стружкоутворення). Вимушені коливання виникають внаслідок наявності в технологічній системі зовнішньої періодичної сили, що викликає коливальний процес з частотою, рівною частоті збуджуючої сили. Ці сили можуть бути розділені на дві групи:

- змінні сили, які обумовлені процесом різання і виникають під час зняття нерівномірного припуску, переривчастому характері різання тощо;
- змінні сили, що виникають в системі поза зоною різання.

До другої групи відносяться коливання, викликані дефектами механізмів верстата: перекосом осей, похибками зубчастих або клинопасових передач тощо; дисбалансом його окремих частин, що обертаються: заготовок, пристроїв, інструментів тощо, а також зовнішніми коливаннями, що передаються на верстат від інших працюючих машин [3].

Постановка задачі. Мета роботи - розробка конструктивно-технологічних заходів під час експлуатації верстатів, що дозволять зменшити інтенсивність вібрації їх основних вузлів та деталей.

Ідея роботи полягає у використанні гасіння вібраційних хвиль за рахунок їх заломлення під час проходження через границю середовищ різної щільності.

Для досягнення поставленої мети вирішували *задачі*: визначення чинників, які впливають на виникнення вібрації, аналіз розмірностей цих чинників та розробка безрозмірних комплексів (критеріїв подоби), дослідження джерел та інтенсивності вібрації, що виникають під час роботи верстата, статистична обробка результатів вимірювань та оцінка їх достовірності, критичний аналіз отриманих результатів.

Викладення матеріалу і результати. На інтенсивність коливань впливають: - швидкість різання V (м/с); - подача S (мм/с); - сила різання P (Н); - виліт різця l' (мм); - момент інерції перерізу різця J (м⁴); - знос різця по задній поверхні h_s (мм); - глибина різання t (мм); - радіус закруглення ріжучої кромки r (мм); - матеріал деталі - межа міцності σ_B (МПа); - відставання сили різання від зміни товщини зрізаного шару τ (с); - коефіцієнт демпфування η_o (кг/с); - передній кут різця γ , град; - головний кут в плані φ , град.; - віброшвидкість V_B (Гц/с); - віброприскорення a_B (Гц/с²).

Величину вібропереміщення Δ , як функцію вказаних факторів, можна представити у вигляді

$$\Delta = f(V, S, P, l', J, h_s, t, r, \sigma_B, \tau, \eta_o, V_B, a_B, \gamma^\circ, \varphi^\circ) \quad (1)$$

У якості незалежних змінних прийнято швидкість різання V , м/с, силу різання P (Н) та межу міцності σ_B МПа. Визначник, який складений для цих змінних, не дорівнює 0, отже остаточно вважаємо ці фактори, як незалежні, а їх розмірності - основними.

Загальне критеріальне рівняння

$$\frac{\Delta}{V^{X1} \cdot P^{Y1} \cdot \sigma_B^{Z1}} = \left\{ \frac{S}{V^{X2} \cdot P^{Y2} \cdot \sigma_B^{Z2}} \cdot \frac{l'}{V^{X3} \cdot P^{Y3} \cdot \sigma_B^{Z3}} \cdot \frac{j}{V^{X4} \cdot P^{Y4} \cdot \sigma_B^{Z4}} \cdot \frac{h_3}{V^{X5} \cdot P^{Y5} \cdot \sigma_B^{Z5}} \cdot \frac{t}{V^{X6} \cdot P^{Y6} \cdot \sigma_B^{Z6}} \times \right. \\ \left. \times \frac{r}{V^{X7} \cdot P^{Y7} \cdot \sigma_B^{Z7}} \cdot \frac{\tau}{V^{X8} \cdot P^{Y8} \cdot \sigma_B^{Z8}} \cdot \frac{\eta_0}{V^{X9} \cdot P^{Y9} \cdot \sigma_B^{Z9}} \cdot \frac{V_B}{V^{X10} \cdot P^{Y10} \cdot \sigma_B^{Z10}} \cdot \frac{a_B}{V^{X11} \cdot P^{Y11} \cdot \sigma_B^{Z11}} \right\} \quad (2)$$

де X_i, Y_i, Z_i - показники степені незалежних факторів.

Критерій подоби у загальному вигляді

$$\kappa_1 = \frac{\Delta}{V^{X1} P^{Y1} \sigma_B^{Z1}}, \kappa_2 = \frac{S}{V^{X2} P^{Y2} \sigma_B^{Z2}}, \kappa_3 = \frac{l'}{V^{X3} P^{Y3} \sigma_B^{Z3}}, \\ \kappa_4 = \frac{J}{V^{X4} P^{Y4} \sigma_B^{Z4}}, \kappa_5 = \frac{h_3}{V^{X5} P^{Y5} \sigma_B^{Z5}}, \kappa_6 = \frac{t}{V^{X6} P^{Y6} \sigma_B^{Z6}}, \\ \kappa_7 = \frac{r}{V^{X7} P^{Y7} \sigma_B^{Z7}}, \kappa_8 = \frac{\tau}{V^{X8} P^{Y8} \sigma_B^{Z8}}, \kappa_9 = \frac{\eta_0}{V^{X9} P^{Y9} \sigma_B^{Z9}}, \\ \kappa_{10} = \frac{V_B}{V^{X10} P^{Y10} \sigma_B^{Z10}}, \kappa_{11} = \frac{a_B}{V^{X11} P^{Y11} \sigma_B^{Z11}} \quad (3)$$

Критерій подоби

$$\kappa_1 = \Delta \sqrt{\frac{\sigma_B}{P}}, \kappa_2 = \frac{S}{V}, \kappa_3 = l' \sqrt{\frac{\sigma_B}{P}}, \kappa_4 = J \left(\frac{\sigma_B}{P} \right)^2, \kappa_5 = h_3 \sqrt{\frac{\sigma_B}{P}}, \kappa_6 = t \sqrt{\frac{\sigma_B}{P}}, \\ \kappa_7 = r \sqrt{\frac{\sigma_B}{P}}, \kappa_8 = \tau V \sqrt{\frac{\sigma_B}{P}}, \kappa_9 = \eta_0 \frac{V}{P}, \kappa_{10} = \frac{V_B}{V} \sqrt{\frac{P}{\sigma_B}}, \kappa_{11} = \frac{a_B P}{V^2 \sigma_B} \quad (4)$$

Загальний критерій подоби буде рівний добутку усіх отриманих вище коефіцієнтів подоби (4).

Дослідження джерел та інтенсивності коливань проводили на токарно-гвинторізному верстаті мод. SV-18R (рис. 1).

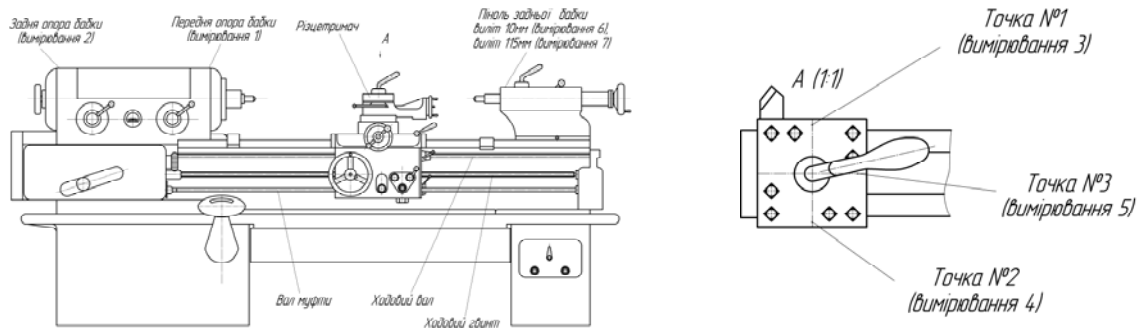


Рис. 1. Токарно-гвинторізний верстат мод. SV 18R

Вимірювання вібропереміщення виконували аналізатором спектра вібрацій з цифровим пристроєм АС-6400 (рис. 2). Заміри здійснювали під час холостого руху верстата при частоті обертів шпинделя 1400об/хв на передній і задній опорі бабки верстата, різцетримачі (3 точки вимірювання), на пінолі задньої бабки (виліт 10 та 115мм) та напрямних. В кожній точці виконували 5 вимірювань.



Рис. 2. Аналізатор вібрацій з цифровим пристроєм АС-6400

Під час математичної обробки результатів вимірювань проводили дисперсійний аналіз. Розраховували дисперсію паралельних вимірювань [4]

$$\sigma_u^2 \{y\} = (m - 1)^{-1} \sum_{i=1}^m (\bar{y}_u - y_{ui})^2, \quad (5)$$

де m - кількість попередніх паралельних вимірів; \bar{y}_u - середнє виміряне значення параметра оптимізації; y_{ui} - поточне виміряне значення параметра оптимізації.

Результати розрахунків зведено у табл. 1.

Данні вимірювань вібропереміщення перевіряли на рівноточність за критерієм Кохрана [5]

$$G_{\text{розрах}} = \sigma_{\text{max}}^2 \{y\} / \sum_{u=1}^N \sigma_u^2 \{y\}. \quad (6)$$

Таблиця 1

Статистичний параметр	Дисперсії паралельних вимірювань								
	Місце вимірювання на бабці верстата		Точка вимірювання на різцетримачі			Виліт пінолі задньої бабки, мм		Напрявні	
	передня опора	задня опора	1	2	3	10	115	1	2
Дисперсія	0,945	0,73	0,452	0,673	0,301	0,858	0,182	2,967	3,528

Отримано $G_{\text{розрах}} = 0,332$, ($G_{\text{табл}} = 0,358$). Результати вимірювань рівноточні ($G_{\text{розрах}} < G_{\text{табл}}$).

Аналіз гістограми вібропереміщення (рис. 3) показує, що вібропереміщення на напрямних верстата має максимальну величину, тому тут концентруються найбільші коливання.

Найменше значення спостерігається при вильоті пінолі задньої бабки на 115 мм. Це пояснюється тим, що піноль розташовується консольно по відношенню до задньої бабки і виступає своєрідним демпфером, що гасить коливання при роботі верстата.

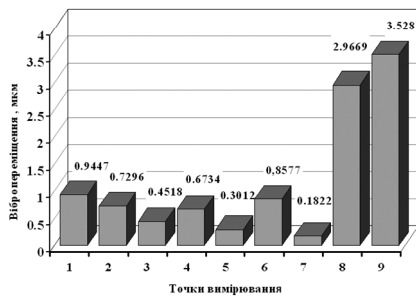


Рис. 3. Вібропереміщення у вимірювальних точках: 1, 2- передня та задня опора бабки, 3- різцетримач (т.1), 4 - різцетримач (т.2), 5- різцетримач (т.3), 6- піноль задньої бабки (виліт 10 мм), 7- піноль задньої бабки (виліт 115 мм), 8- плоска напрямна, 9-призматична напрямна

Значення вібропереміщення на напрямних перевищує майже у 20 разів значення при вильоті пінолі на 115 мм. Це вказує на необхідність розробки і застосування певних заходів для пониження інтенсивності коливань. Усі інші результати показують більш рівномірний характер коливань.

На початку експериментальних досліджень аналітично оцінювали пружну деформацію δ державки різця під дією тангенціальної складової сили різання P_z [7]

$$\delta = P_z l^3 / 3EJ, \quad (7)$$

де - H ; l - виліт різця, мм; E - модуль пружності, МПа, для Сталі 45 $E=2 \cdot 10^5$ МПа; J - момент інерції перетину різця, m^4 .

Тангенціальна складова сили різання [6]

$$P_z = 10C_p t^x S^y V^n K_p, [H] \quad (8)$$

де $C_p=300$ - постійна, $x=1$, $y=0,75$, $n=-0,15$ - показники. $K_p=K_{mp} \cdot K_{fp} \cdot K_{rp} \cdot K_{lp} \cdot K_{rp}$, -поправочний коефіцієнт, що враховує фактичні умови різання, $K_{fp}=1$, $K_{rp}=1,1$, $K_{lp}=1$, $K_{rp}=0,93$. Геометричні параметри різця вимірювали в лабораторних умовах кутоміром.

Дослідження ефективності застосування віброізоляторів проводили на токарно-гвинторізному верстаті мод. SV-18R (рис. 4).

Вібродатчик встановлювали на вимірювальному елементі верстата та кріпили за допомогою постійного магніту. Вимірювання проводили на різці та різцетримачі без віброізолятора та з віброізолятором.

У якості віброізоляторів використовували латунні пластинки, товщиною 2,5 мм.

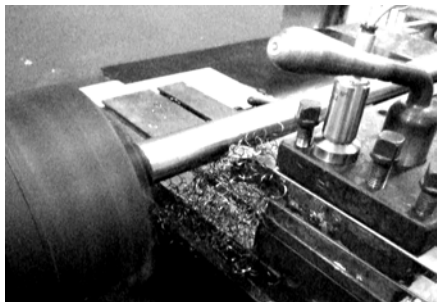


Рис. 4. Обробка на верстаті з віброізолятором

Пластинки розташовувалися по бічним сторонам різця у місцях затиску інструмента у різцетримачі. Перед початком вимірювань прилад АС-6400 налагоджували на вимірювальний параметр.

Оцінку ефективності використання віброізолятора виконували за критеріями: середнього відносного зменшення амплітуди коливань, віброшвидкості та віброприскорення.

$$\Delta A_{\text{ср}} = n^{-1} \sum_{i=1}^n \Delta A / A_{\text{ізол}} \cdot \Delta V_{\text{Вср}} = n^{-1} \sum_{i=1}^n \Delta V_{\text{Ві}} / V_{\text{Візол}}$$

$$\Delta a_{\text{вср}} = n^{-1} \sum_{i=1}^n \Delta a_{\text{Вi}} / a_{\text{Візол}} \quad (9)$$

де $\Delta A_i = A_i - A_{\text{ізол.}}$ - різниця амплітуд; $\Delta V_{\text{Вi}} = V_{\text{Вi}} - V_{\text{Візол.}}$ - різниця віброшвидкості; $\Delta a_{\text{Вi}} = a_{\text{Вi}} - a_{\text{Візол.}}$ - різниця віброприскорення, n - кількість вимірювань та середньозважене зменшення амплітуди коливань, віброшвидкості та віброприскорення

$$\bar{A} = \left(\sum_{i=1}^n \Delta A_i \cdot f_i \right) / \sum_{i=1}^n f_i, \quad \bar{V}_{\text{В}} = \left(\sum_{i=1}^n \Delta V_{\text{Вi}} \cdot f_i \right) / \sum_{i=1}^n f_i, \quad \bar{a}_{\text{В}} = \left(\sum_{i=1}^n \Delta a_{\text{Вi}} \cdot f_i \right) / \sum_{i=1}^n f_i \quad (10)$$

Встановлено, що середнє зменшення амплітуди коливань в діапазоні частот від 1,5 до 18,03 Гц (рис. 5) $\Delta A_{\text{ср}} = 2,296$, середньозважене зменшення амплітуди коливань $\bar{A} = 1,787$.

Після розбиття досліджуваного діапазону частот на три дільниці встановлено, що середнє зменшення амплітуди коливань в діапазон частоті від 1,5 до 8,01 Гц $\Delta A_{\text{ср}} = 3,32$, середньозважене зменшення амплітуди коливань $\bar{A} = 6,296$. Середнє зменшення амплітуди коливань в діапазон частоті від 8,1 до 14,52 Гц $\Delta A_{\text{ср}} = 1,60$, середньозважене зменшення амплітуди коливань $\bar{A} = 0,638$.

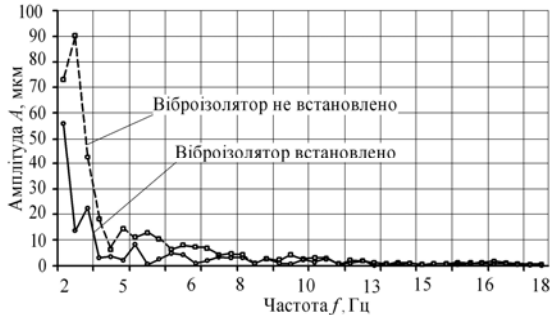


Рис. 5. Амплітудно-частотна характеристика віброізоляторів

Середнє зменшення амплітуди коливань в діапазон частоті від 14,52 до 18,03 Гц $\Delta A_{\text{ср}} = 1,86$, середньозважене зменшення амплітуди коливань $\bar{A} = 0,407$. Доведено, що ефективність дії віброізоляторів за амплітудою зменшується на високих частотах примусових та автоколивань системи ВПД.

Встановлено, що середнє зменшення віброшвидкості в діапазоні частот від 1,5 до 17,03 Гц $\Delta V_{\text{вср}} = 2,384$, середньозважене зменшення віброшвидкості $\bar{V}_{\text{В}} = 0,0268$.

За дільницями встановлено, що середнє зменшення віброшвидкості в діапазон частоті від 1,5 до 6,39 Гц $\Delta V_{\text{вср}} = 3,747$, середньозважене зменшення віброшвидкості $\bar{V}_{\text{В}} = 0,074$. Середнє зменшення віброшвидкості в діапазон частоті від 6,39 до 12,9 Гц рівне $\Delta V_{\text{вср}} = 1,443$, середньозважене зменшення віброшвидкості $\bar{V}_{\text{В}} = 0,024$. Середнє зменшення віброшвидкості в діапазон частоті від 12,9 до 17,03 Гц $\Delta V_{\text{вср}} = 1,925$, середньозважене зменшення віброшвидкості $\bar{V}_{\text{В}} = 0,014$. Доведено, що ефективність дії віброізоляторів за віброшвидкістю зменшується на високих частотах примусових та автоколивань системи ВПД.

Встановлено, що середнє зменшення віброприскорення в діапазоні частоті від 1,05 до 18,03 Гц $\Delta a_{\text{вср}} = 3,989$, середньозважене зменшення віброприскорення $\bar{a}_{\text{В}} = 0,003$. Для трьох дільниць діапазону досліджень встановлено, що середнє зменшення віброприскорення в діапазон частоті 1,5...7,76 Гц $\Delta a_{\text{вср}} = 3,612$, середньозважене зменшення віброприскорення $\bar{a}_{\text{В}} = 0,003$. Середнє зменшення віброприскорення в діапазон частоті від 7,76...13,65 Гц $\Delta a_{\text{вср}} = 1,56$, середньозважене зменшення віброприскорення $\bar{a}_{\text{В}} = 0,0016$. Середнє зменшення віброприскорення в діапазоні частоті від 13,65...18,03 Гц $\Delta a_{\text{вср}} = 6,796$, середньозважене зменшення віброприскорення $\bar{a}_{\text{В}} = 0,004$. Показано, що на високих частотах коливань системи ВПД середнє зменшення віброприскорення може збільшуватись.

Встановлено, що пружна деформація різця, що виникає під дією складової сили різання при максимальному вильоті різця становить $1,04 \cdot 10^{-6}$ м. Тому коливання системи ВПД які можуть бути викликані пружною деформацією ріжучого інструмента незначні і за амплітудою коливань можуть не враховуватись.

Результати роботи. За результатами критичного огляду науково-технічної літератури встановлено фактори, що впливають на виникнення вібрації в зоні різання токарно-гвинторізного верстата мод. SV18R. Отримано критерії подоби, що дозволяють поширити данні досліджень на інші верстати. Проведено дослідження джерел коливання верстата та надано їх кількісну оцінку. Пропоновано використовувати у якості віброізолятора дві мідні пластинки, що розташовані по бічним сторонам різця у місцях затиску інструмента у різцетримачі. Розроблено критерії оцінки дії віброізолятора та дана їх кількісна оцінка. Середнє зменшення амплітуди коливань в діапазоні частот від 1,5 до 18,03 Гц становило $\Delta A_{cp} = 2,296$ віброшвидкості $\Delta V_{всп} = 3,747$ та віброприскорення $\Delta a_{всп} = 3,989$. Середньозважене зменшення амплітуди коливань в указаному діапазоні частот коливань становило $\bar{A} = 1,787$, віброшвидкості – $\bar{V}_B = 0,074$, віброприскорення – $\bar{a}_B = 0,003$. Аналітично визначено пружну деформацію різця, що виникає під дією складової сили різання. Доведено, що пружна деформація різця незначна і на заданих режимах механічної обробки істотно не впливає на параметри його вібрації в зоні різання.

Подальші дослідження будуть направлені на розробку заходів для зменшення інтенсивності вібрації в активних точках..

Список літератури

1. **Каширин А. И.** Исследование вибраций при резании металлов. - М-Л: АН СССР, 1944. - 132 с.
2. **Жудинов В.А.** Динамика станков. – М.: Машиностроение, 1967. - 359 с.
3. **Жарков И.Г.** Вибрации при обработке лезвийным инструментом. – Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1986. – 184 с.
4. **Душинский В. В.** Оптимизация технологических процессов в машиностроении / Под общ. ред. к.т.н. Г.Э. Таурита. - К.: Техніка, 1977. - 176 с.
5. **Смирнов Н.В., Дунин-Барковский И.В.** Курс теории вероятности и математической статистики. - М.: Наука, 1969. - 512 с.
6. Справочник технолога-машиностроителя. Т2. Под ред. Косиловой А.Г. и Мещерякова Р.К. – М.: Машиностроение, 1985.
7. **Биргер И.А., Мавлютов И.А.,** Соппротивление материалов: Учебное пособие. – М.: Наука, 1986. – 560с.

Рукопис подано до редакції 19.03.13

УДК 622.233

Л.А. БУГАЙ, старший преподаватель, ГВУЗ "Криворожский национальный университет"

АНАЛИЗ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОВОРОТНОГО ВИНТА ГЕЛИКОИДАЛЬНОЙ ПАРЫ ПЕРЕНОСНОГО ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ПЕРФОРАТОРА МОДЕЛИ УТ28 (Китай)

Выполнены измерения геометрических параметров геликоидального винта (угла поворота и шага) и их влияния на эффективность работы пневматического перфоратора.

Проблема и ее связь с научными и практическими задачами. На шахтах Украины наряду с классическими отечественными конструкциями переносных ПП50В1 и телескопных ПТ48А перфораторов, массово закупаются и внедряются в горнодобывающую отрасль переносные перфораторы УТ28, УТ24, УТ27 (Китай). Эти модели разработаны на давно известных и традиционных для перфораторов принципах, у которых зависимый поворот буровой штанги осуществляется с помощью храпового механизма и геликоидальной пары.

Эффективность работы переносных перфораторов определяется выбором и обоснованием геометрических параметров винтовой спирали геликоидальной пары, которая является одной из основных узлов перфораторов и определяет важные его показатели: величину энергии удара, скорость вращения бура, крутящий момент.

Анализ исследований и публикаций. Исследованию геометрических параметров винтовой спирали геликоидальной пары перфораторов с зависимым поворотом бурового инструмента посвящены работы: О.Д. Алимова, Д.А. Артамоновой, П.А. Артемова, А.Г. Дядюры, И.А. Бегагоена, А.И. Бажала, А.И. Бойко, Л.И. Барона, Б.Г. Бовдуя, Н.Н. Есина, К.И. Иванова, И.А. Остроушко, Л.И. Пирогова и др.