

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПРУЖНОЇ СИСТЕМИ ПРИВОДУ ВІБРАЦІЙНОГО ДОВІДНОГО ВЕРСТАТА З КОЛОВИМИ ТРАЄКТОРІЯМИ КОЛИВАНЬ ПРИТИРІВ

© Сорочак О.З., 2004

Is described of vibration lapping machine construction with wheel trajectory of vibrations, for treatment of dimensional accuracy flat surfaces. The scheme for parameter calculations of mandrels for work stability in up-resonance conditions are presented too.

Вступ

Одним з основних напрямків розвитку економіки, зокрема її виробничої сфери, на сучасному етапі є застосування нових екологічно чистих, енергоощадних та ресурсозберігаючих технологій. Для реалізації таких технологій необхідне відповідне устаткування, розроблене на базі останніх досягнень науки і техніки, яке би задовольняло вище перераховані вимоги. До такого устаткування належать резонансні вібростани, ККД яких є високим за рахунок використання явища резонансу, що дає змогу з допомогою прикладання невеликих зусиль отримати значні амплітуди коливань робочих органів. Саме до таких машин належить двобічний вібраційний довідний верстат з коловими траєкторіями коливань притирів конструкція та розрахунок якого буде розглядатися у цій роботі.

Мета роботи – використовуючи теорію коливань, розробити методику інженерного розрахунку пружної системи приводу вібраційного довідного верстата та дати рекомендації щодо виготовлення та конструкції його основних вузлів.

Для реалізації поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

- синтезувати розрахункову схему коливної системи вібраційного довідного верстата з коловими траєкторіями коливань притирів на основі аналізу його конструкції;
- використовуючи теорію коливань механічних систем, розробити методику інженерного розрахунку діаметра пружних елементів (торсіонів) приводу вібраційного довідного верстата;
- розробити міцнісний розрахунок пружних елементів – торсіонів.

Опис конструкції двобічного вібраційного довідного верстата та методику інженерного розрахунку пружної системи його приводу

Конструкція двобічного вібраційного довідного верстата з коловими траєкторіями коливань притирів подана на рис. 1. Робочі органи – верхній 1 та нижній 2 кільцеві притири прикріплені до двох різних мас коливної системи верстата. Нижня плита жорстко зв'язана із зовнішнім кільцем 6 кріплення верхніх кінців торсіонів 3 пружної системи. Нижні кінці торсіонів 3 закріплені в масивній плиті 4, що розміщена на основі 5 верстата. Посередині робочої довжини торсіонів на кільці 19 за допомогою кронштейнів 21 закріплені шість електромагнітів 20 приводу верстата. До нижньої плити прикріплені також внутрішнє 23 та зовнішнє 16 зливні корита, призначені для відводу охолоджувальної рідини і шламу, що утворюється під час оброблення. Всі вище перераховані елементи конструкції верстата утворюють разом одну з двох незалежних двомасних коливних систем. До іншої коливної системи належить верхня плита, зв'язана з напрямною колонкою 27. Ця плита кріпиться до зовнішнього краю плоскої прорізної пружини 12. Внутрішнє кільце пружини 12 зв'язане з втулкою 30, яка нагвинчена на стакан 29, що прикріплений до штоку 8 пневмоциліндра 9. Останній використовується для підйому та опускання і фіксації верхньої плити при завантаженні верстата. Кріплення верхньої плити до колонки 27 за допомогою плоскої прорізної пружини 12 дозволяє їй самовстановлюватись по поверхні заготовок 10.

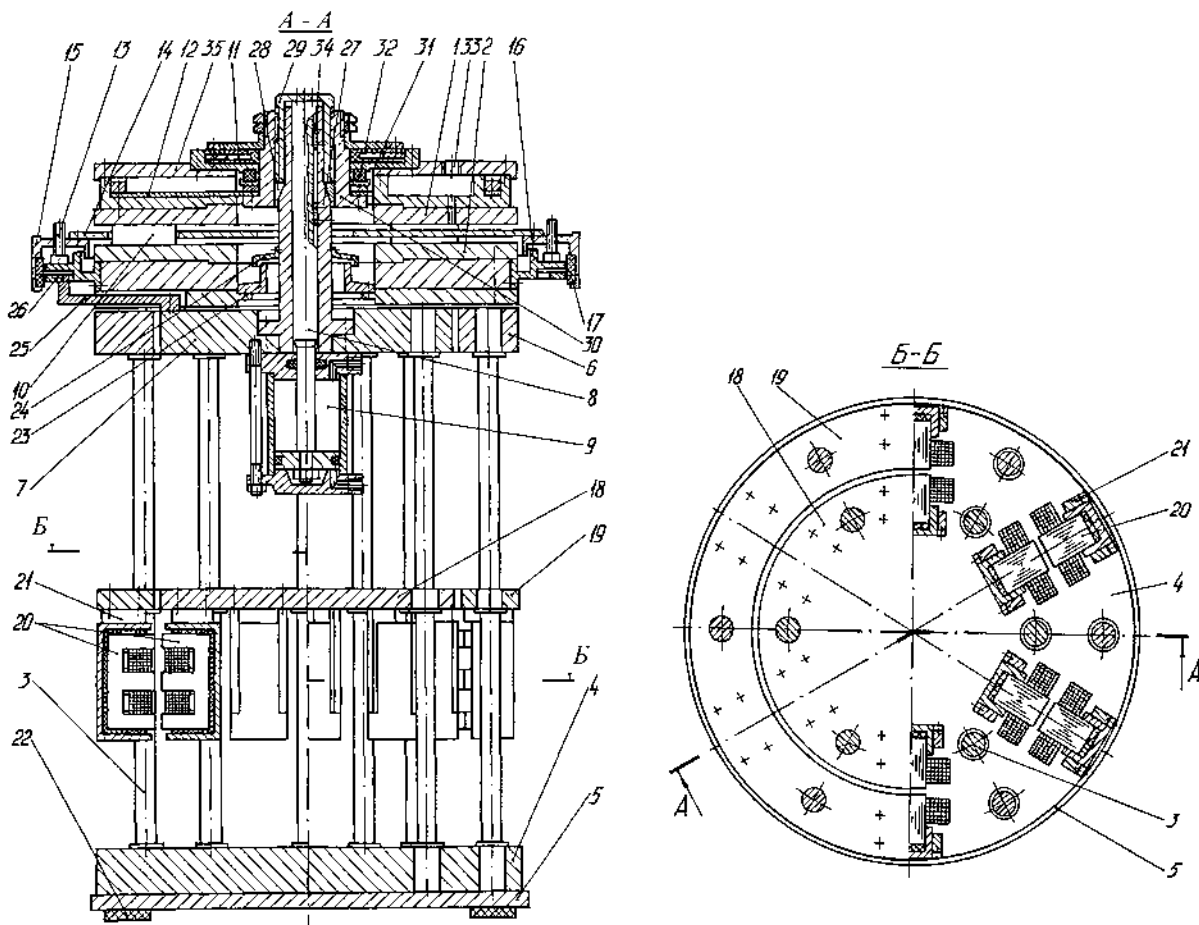


Рис. 1. Конструктивна схема вібраційного довідного верстата

Пневматична система навантаження верхньої плити, що здійснюється за допомогою гумової мембрани 11, дозволяє міняти плавно силу прижиму її до заготовок від нуля, за відсутності тиску в мембрані, коли плита підтримується гумовим кільцем 32, до максимуму, при подачі в мембрану стиснутого повітря. Величина зусилля прижиму залежить від площі мембрани та тиску повітря в ній, який контролюється за допомогою манометра.

Регулювання зазору між притирами на величину висоти оброблюваних заготовок здійснюється поворотом верхньої плити навколо своєї осі. При цьому залежно від напрямку обертання вона переміщується по різьбі стакану 29 вгору чи вниз. Стакан 29 від обертання втримується напрямними шпонками 34 штоку 8, з яким він жорстко зв'язаний. Після встановлення необхідного зазору при подачі стиснутого повітря у верхню порожнину пневмоциліндра 9 стакан 29 своїм торцем, натискаючи на розрізну конусну втулку 28, що надіта на конус колонки 27, розклинає її, фіксуючи цим самим верхню плиту в заданому положенні і забезпечуючи її жорстке з'єднання з колонкою. Козирок 24 закріплений на колонці 27 запобігає попаданню води та абразивної суспензії в зазор між колонкою і внутрішнім коритом 23. Сама колонка 27 з верхньою плитою на ній приєднана до внутрішнього кільця 7 кріплення верхніх кінців торсіонів 3 пружної системи. Нижні кінці торсіонів, аналогічно попереднім, закріплені в масивній плиті 4. Посередині робочої довжини торсіонів на диску 18 за допомогою кронштейнів 21 закріплені ще шість електромагнітів 20 приводу верстата.

Оброблювані заготовки 10 розміщуються між притирами 1 і 2 верстата в гніздах сепаратора 14, який зв'язаний з водилом 15. Регулювання положення сепаратора 14 в зазорі між притирами,

для запобігання його зношення під час оброблення, здійснюється за допомогою шести опорних гвинтів 13 водила. При антифазних колових коливаннях притирів верстата буртик зовнішнього корита 16, зв'язаного з нижньою плитою, втискується в гумове кільце 17, що наклеєне на внутрішній поверхні водила 15, з одного боку, а кільце 26 закріплене на шістьох кронштейнах 25, що з'єднують його з верхньою плитою, з іншого боку. Внаслідок цього створюється крутий момент, оскільки траєкторія коливань точок колова, і водило повертається на певний кут в напрямку, що збігається з напрямком коливань. При високій кутовій частоті коливань водило 15 набуває рівномірного обертового руху навколо центральної осі верстата, переміщуючи за собою заготовки 10 по поверхні притирів, що сприяє їх рівномірному зношуванню під час оброблення.

Привід верстата здійснюється від шестифазного електромагнітного вібробудника колових коливань. Особливістю конструкції приводу, зображеного на рис. 1, є те, що як статор і якор кожного окремого вібробудника використовуються два ідентичні спарені електромагніти 20, обмотки яких з'єднані послідовно. Це дозволяє забезпечити рівність мас статора та якоря. Обмотки шести симетрично розміщених по колу електромагнітів живляться від трифазної мережі змінного струму через вентилі з зсувом по фазі. Внаслідок цього в створенні збуджувальної сили одночасно бере участь декілька електромагнітів [1]. При підімкненні системи керування приводом до мережі між кожною окремою парою електромагнітів виникають такі сили взаємодії, сумарний вектор яких обертається з певною заданою нею частотою. Ці сили призводять до коливань якоря і антифазних коливань статора вібробудника по траєкторії, наближеній до колової. Для задання частоти цих коливань, яка дорівнює 25 Гц, і регулювання їх амплітуди використовується спеціальна електронна система керування приводом.

Під час оброблення заготовок шестифазний електромагнітний вібробудник надає притирам верстата антифазні поступальні колові коливання чітко в горизонтальній площині. Такий вид руху інструментів має ряд переваг:

- всі точки на робочих поверхнях притирів мають однакові швидкості переміщення, що дозволяє отримувати і тривалий час підтримувати при певних способах розміщення заготовок їх високу площинність [2];
- можна обробляти заготовки з розвинутими поверхнями, розміри яких співрозмірні з поверхнею притирів;
- при використанні як інструментів абразивних кругів, колові коливання зв'язаного ріжучого зерна забезпечують участь в роботі всіх його граней, підвищуючи тим самим стійкість інструменту [3];
- при антифазних з однаковими амплітудами коливаннях інструментів зусилля різання з обох боків заготовок взаємно врівноважуються, що дозволяє здійснювати доводку тонких пластин з крихких матеріалів та вільно переміщувати оброблювані заготовки за допомогою сепаратора по поверхні притирів.

Конструкція верстата повністю віброізольована, оскільки антифазні коливання нижніх кінців торсіонів 3 (рис. 1) гасяться в масивній плиті 4, а використання віброізольованих опор 22 виключає будь-яку можливість передачі вібрацій на підлогу цеху. Відсутність пар зовнішнього тертя в приводі та конструкції верстата робить його надійним і довговічним та забезпечує високу точність взаємного розміщення інструментів упродовж всього часу експлуатації.

З наведеного опису конструкції вібраційного довідного верстата слідує, що він являє собою чотиримасну коливну систему, яку завдяки попарній рівності коливних мас можна розділити на дві незалежні однакові двомасні системи з трьома степенями вільності. Розрахункову схему кожної з цих систем можна подати у вигляді, як показано на рис. 2. Дві маси m_1 і m_2 закріплені на пружних стрижнях, які мають коефіцієнти жорсткості відповідно c_1 та c_2 , що визначаються їхніми розмірами l_1 , l_2 і d , і разом утворюють торсіон. Гармонійна вимушуюча сила $Q \cdot \sin(\omega t)$ діє в площині XOY і прикладена до маси m_1 в напрямку, перпендикулярному до осі Z , яка збігається з віссю торсіона.

Нижній кінець торсіона жорстко закріплений в точці O . Така схема відповідає системі коливань з двома степенями вільності [4].

Внаслідок того, що коливання такої системи (рис. 2) описуються лінійними диференціальними рівняннями з постійними коефіцієнтами, до неї можна застосувати принцип накладання, і якщо на систему діє декілька гармонійних сил (в нашому випадку три), то результуючі колові коливання мас в площині XOY можна отримати накладанням коливань, викликаних кожною окремою силою. При цьому збуджуючі гармонійні сили повинні прикладатися до маси m_1 в площині XOY з кутом між напрямками їх дії в 60° і мати зсув по фазі між собою, який дорівнює також 60° .

Отже, розрахункова схема, зображена на рис. 2, може бути використана для визначення параметрів пружної системи верстата. Докладний опис коливань такої системи подано в [4]. Її частотне рівняння записується так

$$\omega_0^4 - (a + e)\omega_0^2 + e(a - b) = 0, \quad (1)$$

де ω_0 – власна кутова частота системи, c^{-1} ;

$$a = \frac{c_1 + c_2}{m_1}, \quad b = \frac{c_2}{m_1}, \quad e = \frac{c_2}{m_2}. \quad (2)$$

Його корені

$$\omega_{0,1,2}^2 = \frac{a + e}{2} \mp \sqrt{\left(\frac{a + e}{2}\right)^2 - e(a - b)}. \quad (3)$$

Для практичних цілей є цікавою лише перша нижча додатна власна кутова частота системи, яка надалі позначається ω_0 .

Через параметри циліндричного торсіона з двома затиснутими кінцями його жорсткість на згин визначається за формулою:

$$c = \frac{12EJ}{l^3}, \quad (4)$$

де E – модуль пружності матеріалу торсіона, Па; J – момент інерції на згин круглого перерізу відносно центральної осі, m^4 ; l – робоча довжина торсіона, м.

З врахуванням виразу (4) для системи, показаної на рис. 2, можна записати відношення:

$$k = \frac{c_1}{c_2} = \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^3 \quad \text{та} \quad \lambda = \frac{m_1}{m_2}, \quad (5)$$

і відповідно

$$c_2 = \frac{c_1}{k} \quad \text{та} \quad m_2 = \frac{m_1}{\lambda}. \quad (6)$$

З врахуванням виразів (6) рівняння (2) запишуться як:

$$a = \frac{c_1(k + 1)}{km_1}, \quad b = \frac{c_1}{km_1}, \quad e = \frac{\lambda c_1}{km_1}. \quad (7)$$

Підставивши позначення (7) у вираз (3) і провівши необхідні математичні перетворення та скорочення, можна отримати формулу для визначення власної кутової частоти системи ω_0

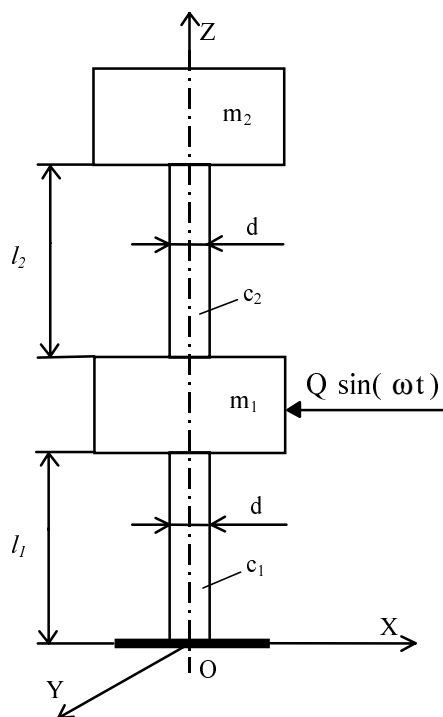


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення параметрів пружної системи верстата

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c_1 B}{m_1}}, \quad (8)$$

де B – коефіцієнт, що визначається за формулою

$$B = \frac{1 + k + \lambda - \sqrt{(1 + k + \lambda)^2 - 4k\lambda}}{2k}. \quad (9)$$

З іншого боку, власну кутову частоту системи ω_0 можна визначити за формулою:

$$\omega_0 = \frac{2\pi\nu}{z}, \quad (10)$$

де ν – лінійна частота коливань вимушуючої сили, Гц; z – резонанс відстройка системи, яка визначається як $z = \omega / \omega_0$, де ω – кутова частота вимушуючої сили, яка діє на систему, c^{-1} .

Підставивши вираз (10) у формулу (8) і виразивши з неї c_1 , отримаємо:

$$c_1 = \frac{4\pi^2 \nu^2 m_1}{Bz^2}. \quad (11)$$

Через параметри торсіона з двома затиснутими кінцями жорсткість c_1 пружної системи визначається за формулою:

$$c_1 = \frac{12EJi}{l_1^3}, \quad (12)$$

де E – модуль пружності матеріалу торсіона, Па; J – момент інерції на згин круглого перерізу відносно центральної осі, m^4 ; l_1 – робоча довжина нижньої частини пружних елементів, м; i – кількість торсіонів (круглих стрижнів) пружної системи, шт.

Підставивши у формулу (12) значення для J ($J = \pi d^4/64$) та прирівнявши праві частини формул (11) і (12), отримаємо вираз для визначення діаметра торсіонів пружної системи верстата:

$$d = 2 \cdot \sqrt[4]{\frac{4\pi\nu^2 l_1^3 m_1}{3EiBz^2}}. \quad (13)$$

Отже, задавшись конструктивно довжиною торсіонів, їх кількістю, величинами коливних мас, частотою вимушуючої сили та резонансною відстройкою системи, за формулою (13) можна розрахувати діаметр торсіонів пружної системи вібраційного довідного верстата з коловими траєкторіями коливань притирів, який буде забезпечувати стабільну його роботу в дорезонансному режимі.

При виготовленні і налагодженні експериментального взірця верстата було встановлено поправковий коефіцієнт, так званий коефіцієнт закріплення, на який слід домножувати значення діаметра торсіона пружної системи, одержане за формулою (13), щоб забезпечити роботу верстата в заданому дорезонансному режимі. Значення цього коефіцієнта залежить від жорсткості закріплення верхньої та нижньої мас верстата на торсіонах і становить $k_{зак}=1,1$. Остаточо з врахуванням коефіцієнта закріплення та оптимального розміщення електромагнітного приводу [5] формула для визначення діаметра торсіонів пружної системи верстата запишеться

$$d = 2k_{зак} \cdot \sqrt[4]{\frac{4\pi\nu^2 l^3 m_1}{3EiBz^2}}, \quad (14)$$

де $k_{зак}$ – коефіцієнт закріплення, який визначається експериментальним шляхом ($k_{зак}=1,1$); ν – частота коливань вимушуючої сили, Гц; l – половина загальної робочої довжини торсіона, м; m_1 –

нижня маса коливної системи верстата, кг; E – модуль пружності, Па; i – кількість торсіонів у пружній системі, шт.; B – коефіцієнт, що визначається за формулою (9); z – резонансна відстройка системи (приймається $z = 0,94 \dots 0,95$).

Для того, щоб викладена методика інженерного розрахунку пружної системи верстата була повною, необхідно включити до неї міцнісний розрахунок пружних елементів – торсіонів. Максимальні напруження, що виникають в циліндричному торсіоні при жорсткому закріпленні його кінців, визначають за формулою [6]:

$$\sigma_{max} = \frac{3E d y}{l^2}, \quad (15)$$

де E – модуль пружності матеріалу торсіона, Па; d – діаметр торсіона, м; y – прогин торсіона, м; l – робоча довжина торсіона ($l = l_1 = l_2$), м.

Із умови міцності на витривалість для випадку навантаження з симетричним циклом $\sigma_{max} \leq [\sigma_{-1}]$ можна записати:

$$\frac{3E d y}{l^2} = [\sigma_{-1}], \quad (16)$$

де $[\sigma_{-1}]$ – допустимі напруження згину для матеріалу, з якого виготовлені пружні елементи – торсіони, Па. (Матеріал торсіонів – пружинна вольфрамкремніста сталь 65С2ВА – $[\sigma_{-1}] = 392$ МПа).

Підставивши у вираз (16) замість d праву частину формули (14) і розв'язавши його відносно l , отримуємо формулу для визначення мінімальної довжини торсіонів, яка задовольняє умови міцності на витривалість під час навантаження з симетричним циклом:

$$l_{min} = 5,58 \cdot 5 \sqrt{\frac{E^3 k_{zak}^4 v^2 m_1 y^4}{i B z^2 [\sigma_{-1}]^4}}. \quad (17)$$

Величини прогинів нижньої та верхньої робочих частин торсіона визначаються як

$$y_1 = \frac{p A_2}{2}; \quad y_2 = \frac{(1-p) A_2}{2}, \quad (18)$$

де A_2 – максимальна робоча амплітуда коливань притирів, м; p – співвідношення амплітуд, значення якого визначається за формулою

$$p = 1 - \frac{k B z^2}{\lambda}, \quad (19)$$

де k , λ , B – коефіцієнти, що визначаються відповідно за формулами (5) і (9); z – резонансна відстройка системи.

При розрахунку l_{min} в формулу (17) замість y підставляють більше з двох вирахованих значень y_1 та y_2 .

Якщо величина l_{min} визначена за формулою (17) більша за прийнятну робочу довжину l торсіонів, то останню збільшують і проводять перерахунок діаметра торсіона.

Висновок

Аналіз конструкції вібраційного довідного верстата з коловими траєкторіями коливань притирів показав, що розміщення електромагнітного приводу на торсіонах призвело до ускладнення його коливної системи, з двомасної вона стала чотиримасною. Розроблена методика

інженерного розрахунку такої пружної системи верстата успішно застосована під час проектування дослідного взірця, що дозволило значно скоротити час на відлагодження віброрежиму його роботи.

1. Щигель В.А., Уфимцев В.Л. *Электромеханические процессы в шестифазном электромагнитном вибровозбудителе круговых колебаний* // Изв. вузов. Электромеханика. – 1983. – №8. – С. 64–72. 2. Повидайло В.А., Сорочак О.З. *Пути повышения точности плоскопараллельной обработки деталей на вибродоводочных станках* // Всеукраїнський наук.-техн. журнал “Вибрації в техніці та технологіях”. – 1996. – №1(3). – С.17–20. 3. Сорочак О.З. *Проектування металообразивних притирів для чорнового доведення плоскопараллельних поверхонь* // Український міжвідомчий наук.-техн. зб. “Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”. – 2001. – Вип. 36. – С.42–47. 4. Тимошенко С.П. *Колебания в инженерном деле.* – М.: Главная редакция физико-математической литературы издательства “Наука”, 1967. – 444 с. 5. Сорочак О.З. *Оптимізація електромагнітного приводу вібраційних довідних верстатів* // Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал “Машинознавство”. – 2000. – №9(39). – С.30–34. 6. Повидайло В.А. *Расчет и конструирование вибрационных питателей.* –К.: Машгиз, 1962. – 151 с.