

РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЇ ТА ЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО ПРИВОДУ ВІБРОВІКІНЧУВАЛЬНОЇ МАШИНИ З КОЛОВИМИ ТРАЄКТОРІЯМИ КОЛИВАНЬ ПРИТИРІВ

© Захаров В. М., 2019

Перспективним методом механічного оброблення деталей вважається вібраційна притирка, яка виконується на різних типах вібровікінчувальних верстатів. Особливістю вібровікінчувальних верстатів з круговими траєкторіями коливань притирів є те, що швидкості переміщення усіх точок робочої поверхні однакові, тому зношування як робочої поверхні притирів, так і оброблюваних деталей може залежати тільки від часу їх контакту. Мета і завдання роботи передбачають: огляд конструктивних і функціональних особливостей вібраційної притиральної машини з коловими траєкторіями коливань притирів; обґрунтування методики розрахунку конструктивно-силових параметрів машини і режимів роботи електромагнітного приводу. За результатами висвітлених у статті досліджень наведено детальний приклад розрахунку конструкції вібровікінчувального верстата, зокрема інерційно-жорсткісних параметрів його механічної коливної системи та електромагнітного приводу за заданих параметрів збурення у режимі функціонування, близькому до резонансу. Розглянуто можливості, запропоновано конструктивне рішення та розраховано привід механізму притискання верхнього притира до нижнього з метою забезпечення необхідного питомого тиску на оброблювані поверхні деталей.

Ключові слова: притир, вібровікінчувальний верстат, жорсткість, резонанс, коливна система, інерційно-жорсткісні параметри, електромагнітний привід.

V. Zakharov

ANALYSIS OF DESIGN AND ELECTROMAGNETIC DRIVE OF VIBRATORY FINISHING MACHINE WITH CIRCULAR OSCILLATIONS OF LAPS

A promising method of mechanical processing of parts is considered to be a vibration plating, which is executed on different types of vibrating machine tools. The peculiarity of vibrating machines with circular trajectories of oscillations is that velocity of movement of all points of the working surface is the same, so wearing both the working surface of the screwdrivers and the parts that are processed can depend only on the time of their contact. The purpose and tasks of the work include the following: an overview of the structural and functional features of the vibrational coarse-grained machine with the circular trajectories of the oscillations of the pliers; the substantiation of the method of calculating the structural and power parameters of the machine and the operating modes of the electromagnetic actuator. According to the results of the research conducted in the article, a detailed example is given of the calculation of the structure of the vibration machine, in particular the inertia-rigid parameters of its mechanical vibrational system and the electromagnetic actuator with given parameters of perturbation in the mode of operation close to the resonance. Opportunities are considered, a constructive solution is proposed, and an actuator of the mechanism of pressing

the upper lap to the bottom one is designed to provide the necessary specific pressure on the processed surfaces of the parts.

Key words: lap, vibratory finishing machine, stiffness, resonance, oscillating system, inertial and stiffness parameters, electromagnetic drive.

Вступ. Серед різноманітних вікінчувальних машин, які забезпечують виконання високих вимог до якості поверхневого шару, точності розмірів та форми поверхонь, а саме отримання шорсткості поверхні від 0,04 до 0,02 мкм з відхиленням площинності від 0,1 до 0,01 мкм, важливе місце займають вібровікінчувальні верстати. Зростання вимог до забезпечення прецизійної точності оброблюваних поверхонь деталей машин вимагає постійного удосконалення конструкцій вікінчувальних верстатів із застосуванням енергоощадних і ефективних способів оброблення деталей та правки робочих поверхонь притирів.

Постановка проблеми. Характерною особливістю вібровікінчувальних верстатів з коловими траєкторіями коливань притирів є те, що швидкості переміщення всіх точок робочих поверхонь притирів повинні бути однакові. В такому випадку зношування як робочих поверхонь притирів, так і деталей, що обробляються, залежить тільки від тривалості їх контактної взаємодії. Незважаючи на значну кількість різноманітних конструкцій вібровікінчувальних верстатів, питання забезпечення рівномірності зношування робочих поверхонь притирів і деталей, відповідно, точності оброблюваних поверхонь деталей залишаються недостатньо вирішеними.

Тому актуальними є завдання удосконалення використовуваних методик розрахунку механічних коливальних систем вібровікінчувальних верстатів та параметрів і режимів функціонування їх приводів. Зокрема, у статті розглянуто питання розрахунку двомасової коливної системи та електромагнітного приводу вібраційної притиральної машини.

Аналіз інформаційних джерел за тематикою досліджень. У працях [1–13] проаналізовано конструкції та кінематичні схеми різноманітних приводів плоскопритиральних верстатів та обґрунтовано особливості кожної з розглянутих конструкцій притиральних машин.

У публікаціях [11, 12] розглянуто основні етапи проектування і методики розрахунку резонансних вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом робочих органів, побудованих на основі ефекту “нульової жорсткості”. У роботах [7] і [8] описано основні принципи вібраційної обробки деталей та запропоновано моделі прогнозування шорсткості робочих поверхонь притирів вібровікінчувальних верстатів. За результатами експериментальних досліджень обґрунтовано критерії оптимальності процесу вібраційної фінішної обробки деталей. У роботах [14–18] започатковано дослідження за цією тематикою, зокрема, розглянуто три- і чотиримасові плоскі схеми вібровікінчувальних верстатів, виведено диференціальні рівняння руху робочих органів, обґрунтовано інерційно-жорсткісні параметри відповідних механічних коливних систем, запропоновано нові конструктивні рішення та здійснено імітаційне моделювання прямолінійного коливного руху притирів під час їх правки. Проаналізувавши інформаційні джерела за тематикою вібровікінчуваної обробки плоских поверхонь деталей, можемо зробити висновки, що проблеми динамічного аналізу, обґрунтування конструктивно-силових параметрів і режимів функціонування роботи вібропритиральних верстатів ще не вирішені повною мірою, що спонукало продовжити теоретичні дослідження у цьому напрямку.

Мета і завдання роботи. Огляд конструктивних і функціональних особливостей вібраційної притиральної машини з коловими траєкторіями коливань притирів; обґрунтування методики розрахунку конструктивно-силових параметрів машини і режимів роботи електромагнітного приводу, розроблення конструктивного рішення та розрахунок приводу механізму притискання верхнього притира до нижнього для забезпечення необхідного питомого тиску на оброблювані поверхні деталей, що притираються.

Опис роботи вібраційної притиральної машини. Вібровікінчувальний верстат для притирання плоских деталей зображено на рис. 1. Він складається із двох співвісно розташованих

притирів 1 і 2, кожен з яких закріплений до циліндричних пружних стержнів 3. Нижні кінці пружних стержнів 3 зафіксовано цанговими втулками 4 у нижній плиті 5, а верхні кінці – у концентрично розміщених плиті 6 та кільцеподібній основі 7. Верхній притир 1 з'єднується з пружними стержнями 3 за допомогою колонки 8, а нижній притир 2 – через шість кронштейнів 9. Верхній притир 1 приєднаний до колонки 8 через плоску фасонну пружину 10, жорсткість якої у площині притирів значно більша, ніж у площині, нормальній до площини притирів. Це дає змогу передавати колові коливання колонки 8 до верхнього притира та забезпечувати його переміщення у напрямку, нормальному до площини притирання.

Електромагнітний віброзбудник приводу викінчувального верстата виконано у вигляді шести пар осердь електромагнітів 11, розміщених під кутом 60° і закріплених до колонки 8, та шести кронштейнів 9. Кожна пара осердь електромагнітів 11 утворює двотактний вібратор та під'єднана до однієї з фаз та нуля трифазної мережі змінного струму за двопівперіодною схемою. За такої схеми увімкнення у віброзбуднику виникає рівномірне обертаюче збудувальне зусилля $P(t)$ (рис. 2), від якого збуджуються коливання осердь електромагнітів та, відповідно, притирів, що коливаються за коловими траєкторіями, за яких кожна точка притира описує коло з однаковим радіусом (тобто притири коливаються з однаковими амплітудами). Оскільки дія збудувального зусилля $P(t)$ на притири 1 і 2 рівна за величиною, але протилежна за напрямком, то за однакових коливальних мас та суміщених центрів мас притирів вони виконуватимуть антифазні коливання у площині, перпендикулярній до осей пружних стержнів 3.

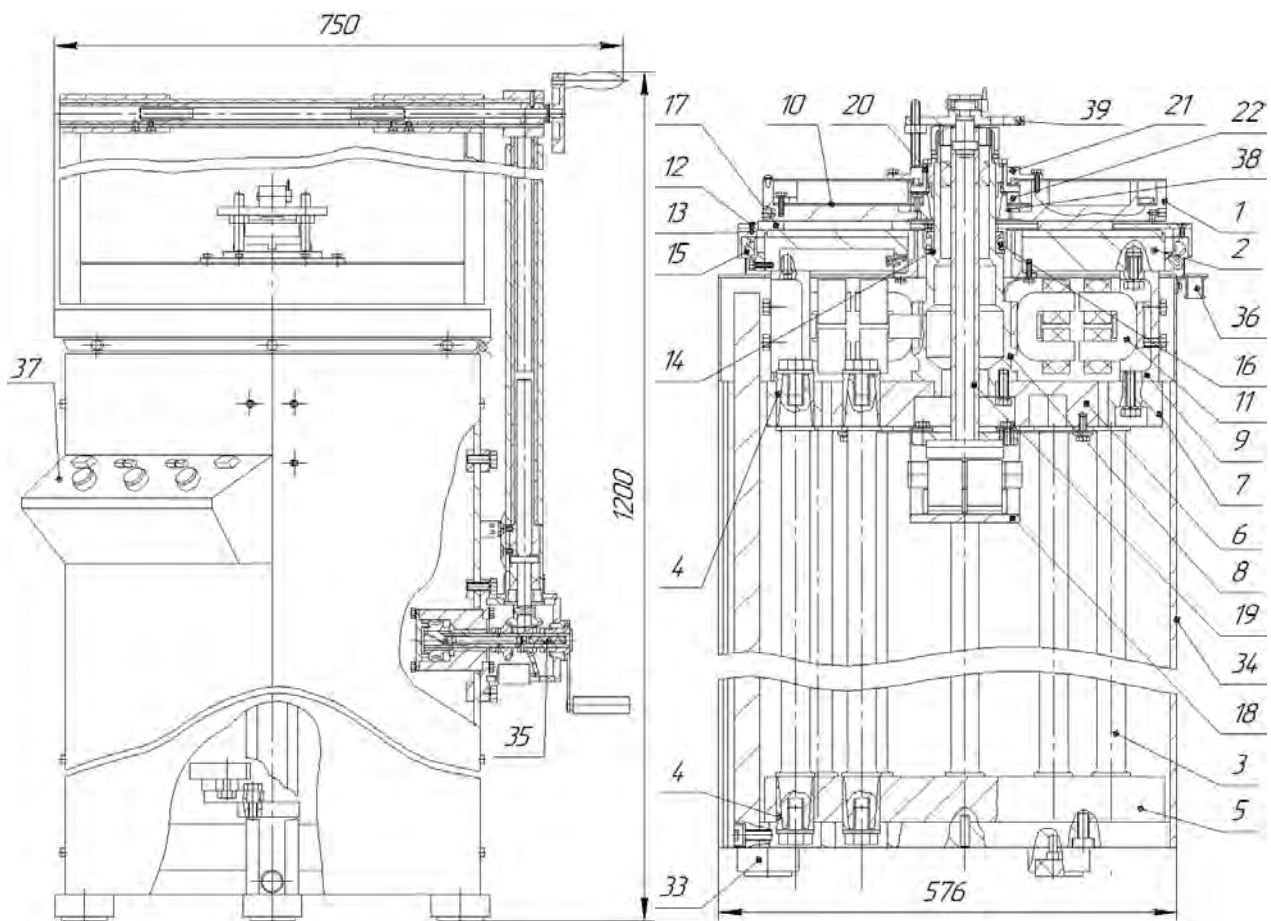


Рис. 1. Загальний вигляд вібровикінчувального верстата

Плоский рух деталей, що обробляються, забезпечується без використання спеціального приводу, а лише за рахунок коливання нижнього притира 2. Для цього до водила 12 на зовнішньому діаметрі закріплено стакан 13, а до внутрішнього діаметра – обійму 14, яка встановлена на колонці

8. У проміжок між стаканом 37 та обоймою 14 встановлено фрикційні кільця 15 і 16. Кільце 16 центрує водило 12 відносно нижнього притира 2, а кільце 15 забезпечує рівномірне обертання водила навколо нижнього притира за рахунок тертя по його зовнішній торцевій поверхні. У водилі 12 виконано отвори, в яких розміщують правильні кільця 17 або сепаратор з деталями, що обробляються. Необхідну величину тиску (0–200 кг/см²) на поверхнях деталей, що обробляються, забезпечують чотири електромагніти-притискачі 18, які притягують якір зі штангою 19 і закріплені до коливальної системи верхнього притира 1. Для регулювання зусилля притискання верхнього притира 1 до поверхонь деталей, що обробляються, передбачено розвантажувальний пристрій, який складається із втулки 20, фланця 21 та пружного кільця 22.

Корпус верстата складається з шестигранної основи, встановленої на трьох гумових амортизаторах 33, до якої кріпляться три захисні кожухи 34. Один з кожухів 34 має можливість відкриватися для огляду внутрішньої порожнини верстата. У конструкції верстата передбачено вузол 35 автоматично-ручного підйому/опускання верхнього притира 1. У конструкції верхнього притира 1 передбачено отвори для підведення стиснутого повітря у зону дотику робочої поверхні з деталями та відведення через патрубок 36 відпрацьованої абразивної рідини із зони оброблення. Система управління 37 верстатом передбачає: регулювання амплітуди коливань притирів; регулювання величини питомого тиску на деталі, що обробляються; програмування часу роботи верстата. Пружна система вібровикінчувального верстата розрахована на роботу у режимі, близькому до резонансного, що зменшує споживану потужність. Під час роботи на частоті 25 Гц верстат практично безшумний та не передає вібрації на основу (фундамент).

Розрахунок пружної системи верстата. Пружна система вібровикінчувального верстата повинна забезпечувати стабільні коливання притирів у чітко паралельних площинах з відповідним резонансним налагодженням з мінімальним збурювальним зусиллям $P(t)$. Точність переміщення притирів під час коливань в одній площині визначається точністю виготовлення пружної системи: мінімальною похибкою жорсткості пружних стержнів 3 (рис. 2), точністю їх встановлення у конструкції верстата.

Розрахунок пружної системи виконують відповідно до рекомендацій, наведених у [13], для двох незалежних одномасових систем з однаковими масами та частотою коливання.

Для пружного елемента із двома защемленими кінцями жорсткість визначається за формулою:

$$C = \frac{12 \cdot E \cdot J \cdot i}{l^3}, \quad (1)$$

де E – модуль пружності матеріалу пружного стержня; J – момент інерції перерізу пружного стержня; i – кількість пружних стержнів; l – довжина пружного стержня між його закріпленими кінцями.

Також жорсткість пружного стержня можна розрахувати за виразом:

$$C = \frac{4 \cdot p^2 \cdot n^2 \cdot m}{z^2}, \quad (2)$$

де n – частота вимушених коливань; z – резонансне налагодження; m – маса встановлених пружних стержнів. Резонансне налагодження дорівнює:

$$z = \frac{w}{w_0},$$

де w – частота вимушених коливань, w_0 – власна частота коливань одномасової системи.

Прирівнюючи (1) та (2) та підставивши значення моменту інерції круглого перерізу

$$J = \frac{p \cdot d^4}{64}, \text{ отримаємо:}$$

$$\frac{12 \cdot E \cdot J \cdot i}{l^3} = \frac{4 \cdot p^2 \cdot n^2 \cdot m}{z^2}, \quad (3)$$

звідки знаходимо вираз для розрахунку резонансного налагодження:

$$z = 8 \sqrt{\frac{p \cdot n^2 \cdot l^3 \cdot m}{3 \cdot E \cdot i \cdot d^4}}. \quad (4)$$

Визначимо діаметр поперечного перерізу робочої частини пружного стержня поз. 3 (рис. 1, 2), за формулою, виведеною з виразу (4) за заданих: $i = 6$, $n = 25$ Гц, $l = 0,64$ м, $z = 0,88$, $m = 130$ кг, $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па:

$$d = 2 \cdot \sqrt[4]{\frac{4 \cdot p \cdot n^2 \cdot l^3 \cdot m}{3 \cdot E \cdot i \cdot z^2}} = 2 \cdot \sqrt[4]{\frac{4 \cdot 3,14 \cdot 25^2 \cdot 0,64^3 \cdot 130}{3 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 6 \cdot 0,88^2}} = 0,0352 \text{ м}, \quad (5)$$

За результатами розрахунку приймаємо більший розмір $d = 36$ мм, якщо $l = 0,64$ м.

Визначення величин коливних мас. Розділюємо коливні маси конструкції вібровикінчуального верстата згідно з конструкторською документацією на прості складові елементи, у яких маси – відомі або можуть бути розраховані за відомими об'ємами та характеристиками відповідних матеріалів.

До активної маси m_a належать: верхній притир 1, колонка 8 із зафіксованими до неї шістьма осердями 11 з котушками електромагнітів, цанга 38, втулка 20 та фланець 21, фланець притискача 39 з елементами кріплення, два осердя 18 з однією котушкою електромагніта-притискача, якір і штанга притискача 19, плита 6, плоска фасонна пружина 10 з елементами кріплення. Загальна маса усіх перелічених компонентів становить $m_a = 129,74$ кг.

До проміжної маси m_n належать: нижній притир 2, стакан з фрикційним кільцем 15, шість кронштейнів 9 із зафіксованими до них осердями 11 з котушками електромагнітів, кільцеподібна основа 7, стакан з фрикційним кільцем 15. Загальна маса усіх перелічених компонентів становить $m_n = 129,98$ кг. Для розрахунків приймаємо обидві маси однаковими $m_a = m_n = 130$ кг.

Розрахунок електромагнітного вібробудника. Величину збурювального зусилля P розраховуємо за формулою [14]:

$$P = \frac{A_o \cdot M \cdot w^2}{m \cdot z^2}, \quad (6)$$

де A_o – відносна амплітуда коливань точки притира; M – зведена маса коливної системи; w – кутова частота коливної системи; z – резонансне налагодження коливальної системи; m – динамічний коефіцієнт. Зведена маса коливної системи становить:

$$M = \frac{m_a \cdot m_n}{(m_a + m_n)} = \frac{130 \cdot 130}{130 + 130} = 65 \text{ кг}.$$

Оскільки $w = 2 \cdot p \cdot n$, то вираз (6) перепишемо у вигляді:

$$P = \frac{4 \cdot A_o \cdot M \cdot p^2 \cdot n^2}{m \cdot z^2}. \quad (7)$$

Відносна амплітуда коливань A_o дорівнює сумі двох амплітуд притирів A :

$$A_o = A + A = 2A. \quad (8)$$

Розрахуємо динамічний коефіцієнт m , якщо $g = 0,1$ та $z = 0,9$, за формулою:

$$m = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + g^2 \cdot z^2}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - 0,9^2)^2 + 0,9^2 \cdot 0,1^2}} = 4,76, \quad (9)$$

де g – коефіцієнт, який враховує опір у коливальній системі.

Розрахуємо величину збурювального зусилля P з виразу (7), якщо $A = 2 \text{ мм}$, $m = 4.5$:

$$P = \frac{4 \cdot 4 \cdot 65 \cdot 3 \cdot 14^2 \cdot 25^2 \cdot 10^{-3} \cdot 79}{4.5 \cdot 0.9^2} = 1758,2 \text{ Н} = 178 \text{ кГс}.$$

Вібробудник електромагнітного приводу верстата двотактний, тому використовуємо два вібробудники в одному напрямку. В такому разі величина збурювального зусилля P_1 становить:

$$P_1 = \frac{P}{2} = \frac{178}{2} = 89 \text{ кГс},$$

а величина збурювального зусилля P_{11} для одного повітряного проміжку:

$$P_{11} = \frac{P_1}{2} = \frac{89}{2} = 44,5 \text{ кГс}.$$

Розраховуємо площу прямокутного перерізу заліза осердя Q вібратора, якщо $a = 4.5 \text{ см}$, $b = 2.4 \text{ см}$:

$$Q_p = a \cdot b = 4,5 \cdot 2,4 = 10,8 \text{ см}^2.$$

Необхідна площа перерізу заліза осердя Q_t розраховується за формулою:

$$Q_t = \frac{P_{11} \cdot 5000^2}{1,1 \cdot B^2}, \quad (10)$$

де B – індукція у повітряному проміжку (6000 – 10000 Тл; більші значення приймаємо для великих вібробудників).

Розрахуємо необхідну площу перерізу заліза осердя Q_n з формули:

$$Q_n = \frac{P_{11} \cdot 5000^2}{1,1 \cdot B^2} = \frac{44,5 \cdot 5000^2}{1,1 \cdot 10000^2} = 10,11 \text{ см}^2,$$

що менше від розрахункового $Q_p = 10,8 \text{ см}^2$.

Приймаємо, що величина повітряного проміжку між двома осердями електромагніту $d_o = 0,8 \cdot S$. Тоді для горизонтального вібратора, робочий хід якого більший – 1 мм – $d_o = 0,7 \cdot S$, де S робочий хід вібратора електромагнітного вібробудника – $S = 2 \cdot A_o = 2 \cdot 4 = 8 \text{ мм}$, враховуючи горизонтальне розміщення вібратора електромагнітного вібробудника, матимемо:

$$d_o = 0,7 \cdot S = 0,7 \cdot 8 = 5,6 \text{ мм}. \quad (11)$$

Приймаємо $d_o = 6 \text{ мм}$.

Розрахунковий проміжок вібратора з випрямлячем d_o^* визначається за формулою:

$$d_o^* = d_o \cdot \sqrt{(g^* \cdot \sin E)^2 + (1 - g^* \cdot \cos E)^2 + \left(\frac{g^*}{2}\right)^2}, \quad (12)$$

де g^* – глибина модуляції магнітного опору дорівнює $g^* = 0,45$; кут E визначається із формули:

$$\text{tg} E = \frac{g \cdot z}{1 - z^2}, \quad (13)$$

де $g = 0,1$ – коефіцієнт, що враховує опір у коливальній системі, $z = 0,9$ – резонансне налагодження коливальної системи. Отже, матимемо:

$$\text{tg} E = \frac{0,1 \cdot 0,9}{1 - 0,9^2} = 0,47, \quad \sin E = 0,42, \quad \cos E = 0,91,$$

$$d_o^* = 6 \cdot \sqrt{(0,45 \cdot 0,42)^2 + (1 - 0,45 \cdot 0,91)^2 + \left(\frac{0,45}{2}\right)^2} = 3,95 \text{ мм}. \quad (14)$$

Приймаємо $d_o^* = 4$ мм.

Амплітудне значення магніторушійної сили в ампер-витках визначається за формулою:

$$(A \cdot V)_o = 1,6 \cdot 10000 \cdot 0,4 = 6400 \text{ ампер-витків.}$$

Ефективне значення магніторушійної сили $(A \cdot V)_e$ до ампер-витках визначається за формулою:

$$(A \cdot V)_e = \frac{(A \cdot V)_o}{\sqrt{2}} \cdot \sqrt{3 \cdot \left[(g^* \cdot \sin E)^2 + (1 - g^* \cdot \cos E)^2 \right] + \left(\frac{g^*}{2} \right)^2}. \quad (15)$$

Підставимо розраховані вище значення у формулу (15) та отримаємо:

$$(A \cdot V)_e = \frac{6400}{1,41} \cdot \sqrt{3 \cdot \left[(0,45 \cdot 0,42)^2 + (1 - 0,45 \cdot 0,91)^2 \right] + \left(\frac{0,45}{2} \right)^2} = 4965 \text{ ампер-витків.}$$

Приймаємо $(A \cdot V)_e = 4970$ ампер-витків.

Розраховуємо мінімальний переріз вікна осердя за формулою:

$$Q_v = \frac{(A \cdot V)_e}{\Delta I \cdot K_3}, \quad (16)$$

де $\Delta I = 3$ А – допустима величина сили струму на 1 мм^2 перерізу дроту; $K_3 = 0,5$ – коефіцієнт заповнення перерізу осердя, що залежить від товщини ізоляції, розмірів каркасу та способу навівання дроту. В такому випадку отримаємо:

$$Q_v = \frac{4970}{3 \cdot 0,5} = 3317 \text{ мм}^2 = 33,2 \text{ см}^2.$$

Розрахуємо дійсну площу прямокутного перерізу заліза осердя Q_o , якщо $a = 4$ см, $b = 4,5$ см:

$$Q_p = a \cdot b = 4 \cdot 4,5 = 18 \text{ см}^2.$$

Оскільки замість якоря використовується осердя електромагніта з обмоткою, тоді:

$$Q_c = Q_p \cdot 2 = 36 \text{ см}^2.$$

Необхідна кількість витків котушки визначається за формулою:

$$\nu = 1,53 \cdot 10^5 \cdot \frac{V}{Q_{3\partial} \cdot B_o} \cdot \left(\frac{l_3}{m \cdot d_o} + 2 \right) = 1,53 \cdot 10^5 \cdot \frac{220}{10,8 \cdot 10000} \cdot \left(\frac{18}{3000 \cdot 0,7} + 2 \right) = 626 \text{ витків}, \quad (17)$$

де V – ефективне значення напруги на клеммах котушки вібратора, $Q_{3\partial}$ – фактична площа перерізу заліза осердя після вибору стандартного магнітопроводу; B_o – дійсна магнітна індукція у

повітряному проміжку $\left(B_o = 5000 \sqrt{\frac{P_{11}}{1,1 \cdot Q_{3\partial}}} \right)$; l_3 – довжина магнітопроводу заліза осердя

($l_3 = 6 + 6 + 6 = 18$ см), m – магнітна проникність матеріалу заліза осердя (для вібраторів, осердя яких зібрано з пластин електротехнічної сталі, $m = 2555 \dots 3500$).

Ефективне значення сили струму, що споживає вібратор:

$$I_e = \frac{(A \cdot V)_e}{\nu} = \frac{4970}{626} = 7,93 \text{ А.}$$

Діаметр дроту обмотки визначається за формулою:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot I_e}{\rho \cdot T}} = 1,84 \text{ мм.} \quad (18)$$

Оскільки одна пара вібраторів складається із чотирьох котушок, то кількість витків однієї котушки дорівнюватиме $\nu_1 = 626 / 4 = 156,5$ витків.

Розрахунок електромагніта притискання

У конструкції вібровикінчувального верстата як механізм притискання використовується електромагніт постійного струму, перевага якого над іншими пристроями полягає у можливості дистанційного керування необхідною силою притискання.

Вихідні дані для розрахунку параметрів обмотки з метою забезпечення необхідної сили притискання такі: 1) електромагніт постійного струму – відкритого типу; 2) необхідна сила притискання 200 кГс за ходу якоря 0,3...0,5 мм; 4) режим роботи тривалий; 5) робоча температура 18...25 °С; 6) максимальне зусилля притискання $F_{\max} = 250$ кГс; 7) габаритні розміри 156×136×70 мм; 8) виробництво – одиничне, ручна намотка, залізо стандартне СтЕ11; 9) конструкцію форми подано на рис. 3. Інші параметри розрахунку дорівнюють: затримувальна коерцитивна сила $H_c = 0,4...0,64$ А/см, залишкова індукція $B_r = 0,9 - 1,2$ Тл, індукція насичення $B_s = 2,1$ Тл, максимальна магнітна проникність $\mu_m = (5 - 6) \cdot 10^3$, максимальна індукція $B_{rm} = 0,6 - 0,8$ Тл.

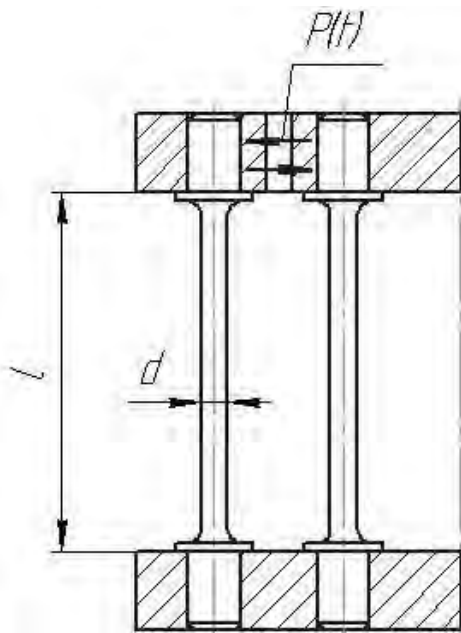


Рис. 2. Схема кріплення пружних стрижнів

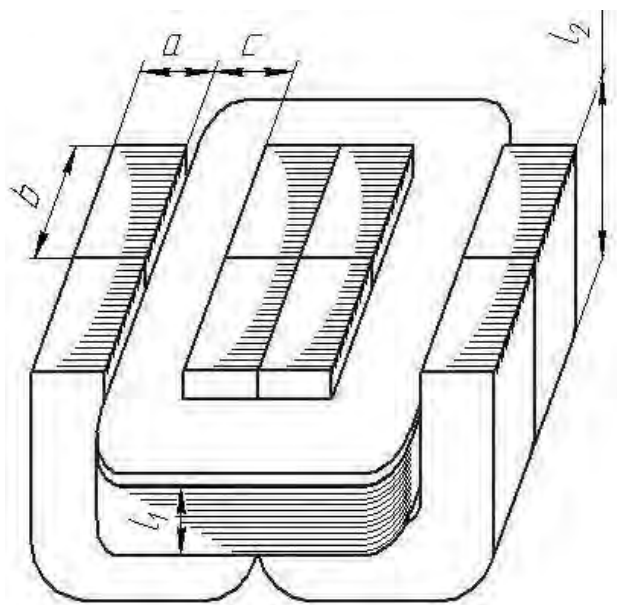


Рис. 3. Геометричні розміри електромагніта

Розрахунок магнітної провідності повітряних проміжків виконуємо за формулами, виведеними аналітично та на основі експериментальних даних [7–13].

Провідність шляхів витoku визначається за формулою:

$$G_e = 2 \cdot \left(\frac{g \cdot l_1}{3} + g \cdot l_2 + g \cdot h \right), \quad (19)$$

де l_1 – висота обмотки; l_2 – довжина вільного кінця осердя; g – безрозмірна величина, яку розраховують за формулою:

$$g = \left[\frac{4}{p} \ln \left(1 + \frac{p \cdot h}{2 \cdot c} \right) + \frac{2 \cdot b}{c} \right] \cdot m_o. \quad (20)$$

Якщо $m_o = 4 \cdot p \cdot 10^{-7} \frac{\Gamma_H}{M}$ – $g = 1,09 \cdot 10^{-5}$, $G_e = 2,4 \cdot 10^{-3}$ Гн.

Провідність повітряного проміжку розраховуємо за формулою:

$$G_d = 8 \cdot \frac{S}{d} \cdot m_o, \quad (21)$$

де $S = a \cdot b = 9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$, $d = 0,5 \cdot 10^{-3}$, $G_d = 1,8 \cdot 10^{-5}$ Гн.

Активний опір магнітного осердя знаходимо за формулою:

$$R_M = l_3 \cdot R_3 + \frac{R_s \cdot R_d}{R_s + R_d}, \quad (22)$$

де l_3 – довжина магнітопроводу заліза осердя ($l_3 = 6 + 6 + 6 = 18$ см); R_3 – середній магнітний опір одиниці довжини осердя та корпусу; R_s – зведений магнітний опір шляхів витоку; R_d – магнітний опір повітряного проміжку. Середній магнітний опір одиниці довжини осердя та корпусу знаходимо за формулою:

$$R_3 = \frac{2}{m_o \cdot m_r \cdot S_o}. \quad (23)$$

Якщо $m_o = 4 \cdot p \cdot 10^{-7} \frac{\Gamma_H}{M}$, $m_r = 6,0 \cdot 10^3$ – $R_3 = 88464,2$ Ом, $R_s = \frac{1}{G_6} = 416,7$ Ом,

$R_d = \frac{1}{G_d} = 55555,5$ Ом, $R_M = 0,18 \cdot 88464,5 + \frac{416,7 \cdot 55555,5}{416,7 + 55555,5} = 16337,2$ Ом. Приймаємо

$R_M = 16338$ Ом.

Для постійного електромагніта із зовнішнім втягуванням, коли потік розсіювання не утворює додаткового зусилля, електрорушійну силу розраховують за формулою:

$$F_e = \frac{1}{2} \cdot I_V^2 \cdot \frac{\partial G_d}{\partial d} \cdot 8, \quad (24)$$

звідки

$$I_V = \sqrt{\frac{2 \cdot F_e \cdot 8}{\frac{\partial G_d}{\partial d}}}.$$

Для прямокутного перерізу:

$$\frac{\partial G_d}{\partial d} = -m_o \cdot \frac{1,08 \cdot \left(\frac{a+b}{2}\right)^2}{d^2} = -4 \cdot p \cdot 10^{-7} \cdot \frac{1,08 \cdot \left(\frac{0,03+0,03}{2}\right)^2}{(0,5 \cdot 10^{-3})^2} = -48,83 \cdot 10^{-4}, \quad (25)$$

де знак мінус вказує на зменшення повітряного проміжку. Тоді:

$$I_V = \sqrt{\frac{2 \cdot 1962}{48,83 \cdot 10^{-4} \cdot 8}} = 316,9 \text{ А.}$$

Для розрахунку обмоток електромагніта постійного струму за заданої напруги живлення струм в обмотці розраховується за формулою:

$$I_V = \frac{U}{R} \cdot v, \quad (26)$$

звідки опір обмотки дорівнює $R = \frac{U}{I_V} \cdot v$.

З іншого боку опір обмотки розраховується за формулою:

$$R = \frac{r_s \cdot l_{cp}}{q} \cdot v, \quad (27)$$

де $r_s = 0,172 \frac{\text{Ом} \cdot \text{мм}^2}{\text{м}}$ – питомий опір міді; $l_{cp} = 39,2$ см – середня довжина витка; $q = \frac{p \cdot d^2}{4}$ –

площа поперечного перерізу дроту обмотки.

Підставивши формулу площі перерізу дроту в формулу (27) та прирівнявши її до залежності опору обмотки (26), отримаємо вираз для розрахунку діаметра дроту:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot r_s \cdot l_{cp} \cdot I_V}{p \cdot U}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0172 \cdot 39,2 \cdot 317}{p \cdot 220}} = 1,11 \text{ мм.} \quad (28)$$

Приймаємо $d = 1,5$ мм з ізоляцією.

Методом інтерполяції, за одного невідомого питомого опору міді r_s , знаходимо приблизний діаметр дроту намотки. Маючи діаметр дроту та розміри заліза осердь, визначимо кількість витків обмотки :

$$v = f_y \cdot \frac{4 \cdot Q_o}{p \cdot d_1^2} = (0,7 - 0,9) \cdot \frac{4 \cdot 20 \cdot 40}{3,14 \cdot 1,11^2} = 578 \dots 744 \text{ витків,} \quad (29)$$

де $f_y = 0,7 \dots 0,9$ – коефіцієнт укладання дроту; Q_o – площа перерізу вікна; d_1 – діаметр поперечного перерізу дроту з ізоляцією. За результатами розрахунку приймаємо із запасом $v = 750$ витків.

Висновки. У статті описано принцип роботи дводискового вібровикінчувального верстата з плоским рухом водила; виконано розрахунок пружної системи та вибрано діаметр пружних стержнів; розглянуто один зі способів визначення величин коливальних мас вібровикінчувального верстата та наведено приклад відповідного розрахунку; виконано розрахунок електромагнітного віброзбудника з визначенням параметрів: осердь електромагнітів, повітряного проміжку між осердями та котушками тощо; здійснено розрахунок електромагніта притискання для забезпечення необхідного питомого тиску робочих поверхонь притирів на деталі, що обробляються.

Серед перспектив подальшої роботи за цією тематикою необхідно зазначити необхідність удосконалення конструкції вібровикінчувального верстата з метою зменшення металоємності конструкції, зниження енергозатрат та підвищення точності поверхневої обробки.

1. *Вибрации в технике: Т. 4. – М.: Машиностроение, 1980.* 2. *Гаврильченко О. В., Захаров В. М. Аналіз верстатів вібровикінчувальної доводки // Вібрації в техніці та технологіях. – 2013. – № 2(70). – С. 88–92.* 3. *Абразивная доводка /З. И. Кремень, А. И. Павлюк. – Л.: Машиностроение, 1967.* 4. *А.с. № 218691. Вибрационная установка для плоской притирки деталей / В. А. Повидайло, Р. И. Силин. – № 17. – 1968.* 5. *А.с. 361061. Способ доводки деталей / В. П. Некрасов. И. – № 37. – 1972.* 6. *А.с. 181516. Способ виброобработки плоских мелких деталей / Д. Д. Малкин. И. – № 9. – 1966.* 7. *Третько В. В. Оптимизация технических процессов вибрационной доводки // Вібрації в техніці та технології. – 2005. – № 2. – С. 100–103.* 8. *Повидайло В. А., Сорочак О. З. Пути повышения точности плоскопараллельной обработки деталей на вибродоводочных станках // Вибрации в технике и технологиях. – 1986. – № 1(3). – С. 17–20.* 9. *А.с. № 1759609 СССР. Способ доводки деталей / В. А. Повидайло, В. Н. Захаров, В. Ф. Завадская. И. – № 33. – 1992.* 10. *Технологическое обеспечение качества деталей методом доводки / П. Н. Орлов, А. А. Савелова, В. А. Полухин, Ю. И. Нестеров; под ред. Г. Ипполитова. – М.: Машиностроение, 1978. – С. 131–134.* 11. *Теорія синфазних коливань у вібраційних машинах з електромагнітним приводом / О. С. Ланець // Вібрації в техніці та технологіях. – 2005. – № 2(40). – С. 46–59.* 12. *Міжрезонансні вібраційні притиральні машини з електромагнітним приводом, розроблені на основі ефекту “Нульової жорсткості” / О. С. Ланець, Я. В. Шпак, Ю. П. Шоловій // Український між від. наук.-техн.. зб. Автоматизація вироб. проц. у машино- та приладобудуванні. – Львів, Вип. 41.* 13. *Повидайло В. О. Вібраційні процеси та обладнання: навч. посіб. / В. О. Повидайло; Нац. ун-т "Львів. політехніка". – Л., 2004. – 248 с.* 14. *Бессонов Л. А. Теоретические основы электротехники. Электромагнитное поле: учеб. – 9-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2001. – 263 с.* 15. *Гаврильченко О. В., Корендій В. М., Захаров В. М. Формування математичних моделей три- і чотири-масових коливних*

систем вібровикінчувальних верстатів // Вісник Національного університету “Львівська політехніка”. Серія “Динаміка, міцність та проектування машин і приладів”. – 2017. – № 866. – С. 3–12. 16. Korendiy V., Zakharov V. Substantiation of parameters and analysis of operational characteristics of oscillating systems of vibratory finishing machines // *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*. – 2017. – Vol. 3, No. 2. – P. 67–78. 17. Kuzio I. V., Zakharov V. M., and Korendiy V. M. Modelling the process of dressing the laps of vibratory finishing machine // *Avtomatizaciâ vïrobnïčih procesïv u mašinobuduvannï ta priladobuduvannï [Industrial Process Automation in Engineering and Instrumentation]*. – 2018. – Vol. 52. – P. 32–42. 18. Kuzio I., Zakharov V., Korendiy V. Substantiation of inertial, stiffness and excitation parameters of vibratory lapping machine with linear oscillations of laps // *Ukrainian Journal of Mechanical Engineering and Materials Science*. – 2018. – Vol. 4, no. 2. – P. 26–39.