

Балансування обертальних деталей та вузлів

1. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Тривала і надійна робота цілої низки механізмів (електродвигунів, барабанів, шківів, маховиків, роторів дробарок, ексгаустерів і т.д.) вимагає, щоб вони не мали вібрації під час роботи.

Під вібрацією маються на увазі періодичні відхилення тіла від положення спокою чи рухомої рівноваги. Джерелом вібрації тіла є зовнішній імпульс (тобто дія прикладених до тіл сил), який змінюється як за величиною, так і за напрямом і називається силою збурення. Це може бути насамперед відцентрова сила незрівноважених обертальних мас.

Вібрація може виникати не тільки в окремих елементах обладнання, а й в машинах. В цьому випадку відбувається порушення з'єднань, кріплень, деформація конструкцій і ін. А іноді вібрація машини чи агрегату визиває навіть коливання фундаментів і елементів споруд, що в свою чергу порушує нормальні умови роботи іншого обладнання.

Величина (чи інтенсивність) вібрації характеризується і виміряється розмахом коливань. Повний розмах, тобто найбільше переміщення в обидва боки від положення спокою, називається амплітудою коливань, а число коливань в секунду – частотою коливань.

Відомо, що при вимушених коливаннях максимальна амплітуда A залежить від відношення частот вимушених f і вільних f_0 коливань. Її величину можна визначити за формулою :

$$A_{max} = A_{ст} / (1 - f^2/f_0^2),$$

де $A_{ст}$ – відношення системи під дією статичних сил.

Із цього виразу виходить, що при рівності частот вимушених і власних коливань A_{\max} прямує до безкінечності. Таке явище отримало назву резонансу. Резонансні коливання в механічних системах зазвичай призводять до руйнування деталей, механізмів, машин і споруд. Тому їм намагаються запобігти, крім тих випадків, де вони можуть бути корисними (вібраційні машини, частотоміри та інше).

Число обертів деталей, що відповідає стану резонансу, називається критичним числом обертів чи критичною швидкістю обертання.

Якщо критичне число обертів вала перебуває вище його нормальних робочих обертів, то вал вважають жорстким, а при критичному числі обертів його називають гнучким.

Явище резонансу і підвищення вібрації при критичному числі обертів може використовуватись при динамічному балансуванні, оскільки це дає можливість визначити при правильному підборі числа обертів незрівноваженості у обертальній деталі.

Причиною виникнення вібрацій можуть бути наступні фактори:

- неточність виготовлення деталей (ексцентричність, овальність форми і т.п.);
- нерівномірність розподілення матеріалу в тілі деталі (газові шпарини і шлакові включення при відливанні деталей, нерівномірність структури і т.п.);
- неправильна посадка деталі на вал (натягування на шпонці);
- зігнутість вала;
- зміщення елементів обертальних валів під час роботи агрегату (зміщення обмотки ротора електродвигуна, кріплень, накладок і т.п.);
- резонанс коливання фундаменту машини, тобто потужна вібрація при певному числі обертів;
- наповзання вала, тобто тремтіння швидкісних машин при наявності великих зазорів в підшипниках, коли масляний клик

піднімає вал, але не втримує і останній під дією власної ваги і відцентрової сили падає з періодичними повторами.

Незрівноважена маса при обертанні деталей призводить до появи збурюючої сили, яка намагається порушити стан рухомої рівноваги.

Збурююча сила рівна відцентровій силі незрівноваженої маси і визначається за формулою:

$$D = m \cdot \omega^2 \cdot R,$$

де m – незрівноважена маса;

$\omega = \pi n / 30$ – кутова швидкість;

R – радіус прикладення незрівноваженої маси;

n - частота обертання вала.

Для усунення вібрації виконують зрівноваження відповідних деталей і вузлів методом балансування. Під балансуванням розуміється сукупність заходів, направлених на усунення чи зменшення до певної межі величини незрівноваженості. Але незалежно від можливого наступного балансування необхідно в процесі виготовлення чи під час ремонтів приймати заходи, щоб деталі мали якомога менший небаланс.

На практиці мають справу з двома видами рівноваги обертальних деталей: статичною і динамічною.

Статична рівновага характеризується тим, що при ній деталь, яка розташована вільно на горизонтальних напрямних, залишається в стані спокою при будь-якому своєму положенні.

Динамічна рівновага характеризується тим, що при ній деталь під час свого обертання не піддається вібрації.

Для усунення статичної незрівноваженості здійснюють статичне балансування, а для – динамічної незрівноваженості – динамічне балансування.

Як статичним, так і динамічним балансуванням мають усуватись тільки ті вібрації, які провокуються небалансом деталей, а не будь – якою іншою причиною (наприклад, прогином вала, послаблення дисків на валу,

защемленням і т.п.). Тому до того, як приступити до балансування необхідно виявити причини, що викликають вібрації. При цьому важливо знати, які вібрації допустимі, а які недопустимі. В роботі [23] наведено розподіл металургійних машин на групи для оцінювання рівня її незрівноваженості (табл.3.1.) і оцінка технічного стану машин за значенням середньоквадратичної віброшвидкості (табл. 3.2.)

Таблиця 3.1.

Розподіл металургійних машин на групи

Групи машин	Склад групи
1	2
I	Невеликі машини і механізми: редуктори і інші передатні механізми, що мають постійний кінематичний зв'язок з машиною; електродвигуни потужністю до 15 кВт (зрівняльні клапани, зондові лебідки, клапани повітрянагрівачів, рольганги дрібносортовних станів і інше).
II	Середні машини потужністю до 300 кВт на окремих фундаментах, до складу яких входять тільки обертальні деталі; електродвигуни потужністю до 1575 кВт, які установлені на загальному фундаменті(скіпові лебідки, приймальні, робочі рольганги обтискних станів тягнучі клітти машин безперервного лиття і т.п.).
III	Крупні машини без поступально рухомих мас, які жорстко установлені на тяжких нерухомих основах (робочі клітти прокатних станів, маніпулятори з кантувачами блюмінгів, слябінгів, стаціонарні міксери і інше).
IV	Крупні машини без поступально рухомих деталей, які пружно установлені на фундаментах і фундаментах полегшеного типу (вентилятори, димососи, вагоноперекидачі, розливальні, стріперні і інші металургійні крани)

Таблиця 3.2.

Оцінка технічного стану машин за значеннями середньоквадратичної віброшвидкості, мм/с

Групи машин	Технічний стан		
	добрий	задовільний	незадовільний

I	0,7	0,7...4,5	> 4,5
II	1,1	1,1...7,1	>7,1
III	1,8	1,8...11,2	>11,2
IV	2,8	2,8...18,0	>18,0

2. СТАТИЧНЕ БАЛАНСУВАННЯ

Статичному балансуванню піддають, як правило, деталі, що мають порівняно великий діаметр і незначну довжину (маховики, шківни, ротори ексгаустерів муфти і т.п.). Суть статичного балансування полягає у дослідному визначенні найбільш легкої чи найбільш важкої частини вузла чи деталі з наступним полегшенням важкої чи обважненням легкої частини.

Як відомо, у деталі, що має небаланс, центр тяжіння не співпадає з віссю обертання, в зв'язку з чим деталь буде в стані покою у тому випадку, коли центр її тяжіння буде перебувати внизу на одній вертикалі з центром обертання. Але це буде можливим лише при повній відсутності сил тертя в місцях контакту деталі з опорною площиною. Тому для компенсації сил тертя необхідно дати можливість кантуватись деталі в обидві сторони і знаходити середнє положення. Адже статично незрівноважена деталь, якщо її вивести із положення покою, буде намагатись зайняти його знову.

Для статичного балансування застосовуються способи з використанням опорних призм чи роликів, що мають малий коефіцієнт тертя. В якості роликів доцільно використовувати підшипники кочення.

Для балансування на призмах користуються верстатами, схема одного з яких показана на рис. 3.1. В будь – якому випадку призми по всій довжині повинні мати надійну опору, що має запобігати прогину при балансуванні.

Призми, зазвичай, виготовляють із загартованих сталей. Довжина призм L підбирається таким чином, щоб деталь могла вільно робити від 1,5 до 2 повних обертів.

Ширину призми a приймають наступних розмірів: для деталей масою менше однієї тонни $a = 3,0...5,0$ мм, для деталей масою більше однієї тонни $a = 6,0...8,0$ мм і для деталей масою 6 – 8 тон, $a = 50$ мм.

Робочі поверхні призм мають старанно оброблятися – відшліфовані до отримання правильних і рівних поверхонь.

Нижче наведено один із найбільш поширених способів балансування на призмах [23].

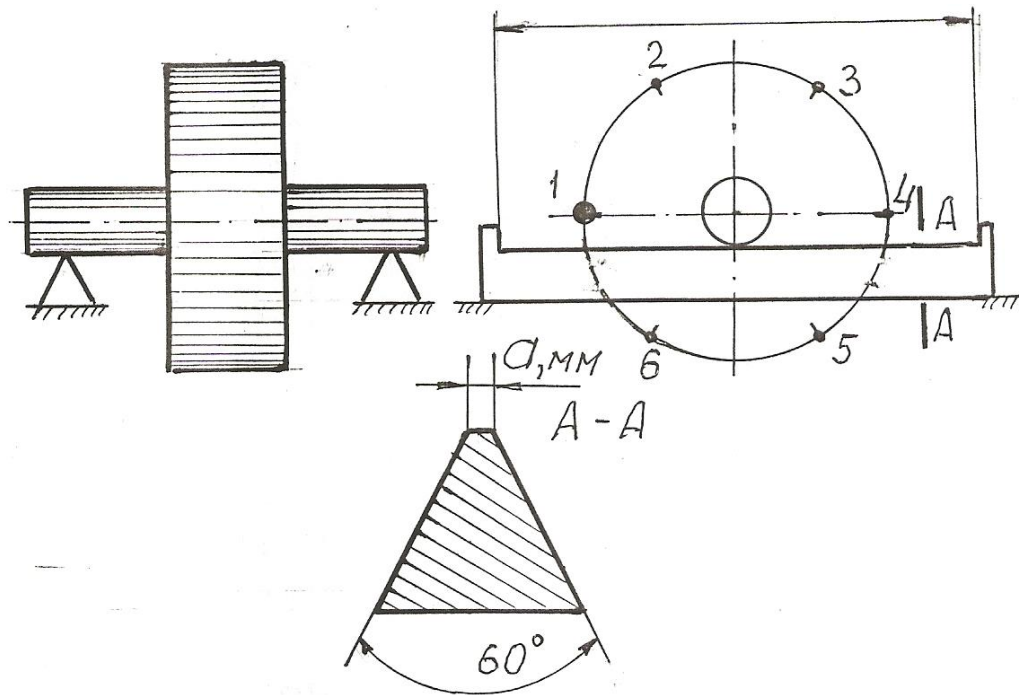


Рисунок 3.1

Схема балансного пристрою на призмах

Робочі поверхні призм мають старанно оброблятися – відшліфовані до отримання правильних і рівних поверхонь.

Нижче наведено один із найбільш поширених способів балансування на призмах.

Балансування за цим способом поділяється на дві операції. Перша полягає у зрівноваженні деталі до індивідуального (байдужого) стану, тобто до такого стану, при якому деталь, що повернена від осі обертання на будь – який кут, залишиться нерухомою. При цій операції коло деталі поділяють на шість рівних частин (рис.3.2.). Потім установлюють кожні двоє протилежних поділів в горизонтальному положенні і добиваються шляхом підвішування тягарів на місцях нерухомого стану деталі на призмах.

Проте в період першої операції можлива неточність у визначенні небаланса, що є наслідком інерції деталей і наявності тертя, яке виникає між шийками вала і призми. Визначення цієї неточності і відноситься до другої операції балансування.

Як і при першій операції, при другій двох протилежних поділів (наприклад, перший і четвертий) установлюють горизонтально (рис.3.1). В точці першого поділу підвішують маленькі тягарі до тих пір, поки деталь не розпочне повільно обертатись. Визначення маси тягарів, що виводять деталь із стану спокою, здійснюється для всіх шести поділів. Результати заносяться в таблицю ($Q_1...Q_6$) і на підґрунті цих даних будують діаграму балансування (рис.3.2), крива якої при старанному балансуванні буде мати форму синусоїди.

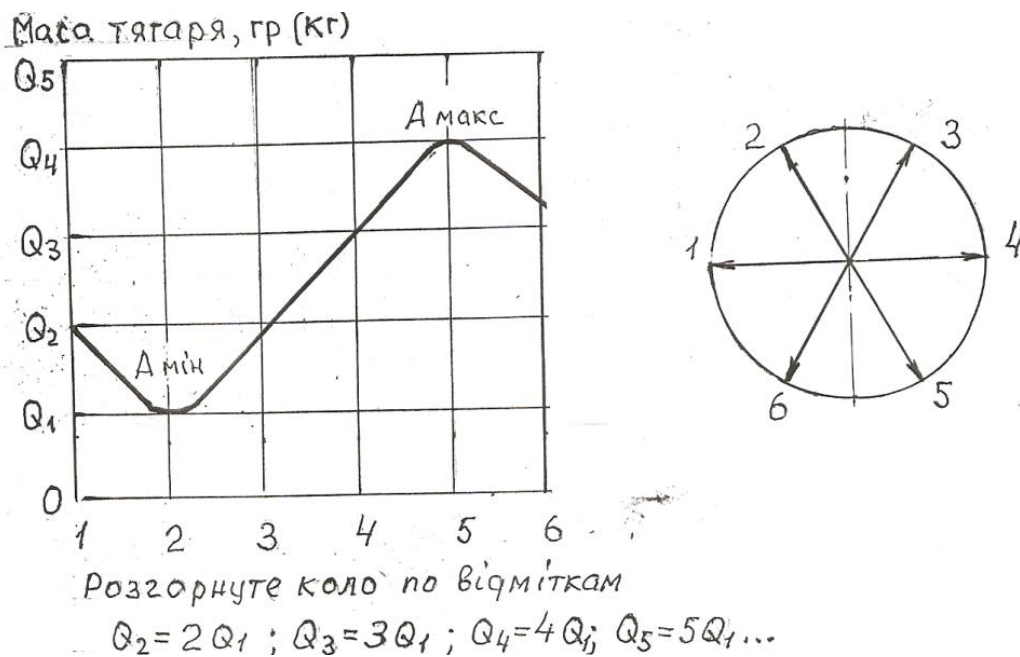


Рисунок 3.2

Діаграма другої операції балансування

Найнижче положення точки кривої діаграми відповідає найбільш важкому місцю балансованої деталі і для його зрівноваження необхідно в діаметрально протилежному напрямі (що відповідає найвищому положенню

точки кривої) прикріпити зрівноважуючий тягар, масу якого можна визначити за формулою [23]:

$$Q = A_{\text{макс.}} - A_{\text{мін.}} / 2,$$

де $A_{\text{макс.}}$, $A_{\text{мін.}}$ – відповідно ординати максимального і мінімального значення кривої на рис. 3.2.

Для зменшення шкідливого впливу сил тертя статичне балансування здійснюють на обертальних опорах (наприклад, на підшипниках кочення). При цьому задача зводиться (початкова операція) до знаходження «тяжкої» і «легкої» частин деталі для того, щоб за рахунок облегшення тяжкої частини чи утяжіління легкої отримати необхідний рівень зрівноваження. З цією метою деталь 3 (рис.3.3,а), яка зібрана на валу чи на спеціальній оправці 2, установлюють на балансировочний верстат для визначення області зрівноваження [23]. Цю область поділяють навпіл і за допомогою виска 1 відмічають вертикальний діаметр. Легку «Л» і тяжку «Т» частини маркують крейдою.

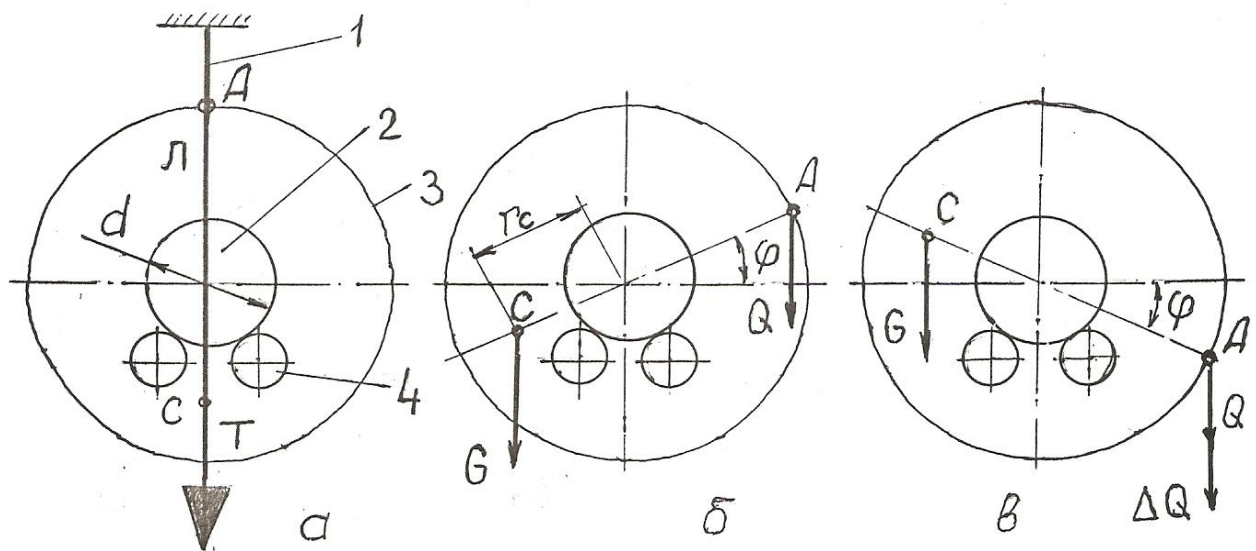


Рисунок 3.3

Схема статистичного балансування на обертальних опорах

Наступним кроком є поворот деталі на кут 90° і в точці А закріплення тягаря Q (рис.3.3,б). Дослідним шляхом тягар підбирають таким чином, щоб деталь

була декілька незрівноваженою, тобто щоб вона повернулась тяжкою частиною вниз на кут $\varphi = 10...15^\circ$.

Такий стан деталі можна описати рівнянням[23]:

$$G \cdot r_{\bar{n}} \cdot \cos \varphi = Q \cdot D/2 \cos \varphi + (G+Q) \cdot \mu d/2,$$

де G - сила тяжіння деталі;

r_c - відстань від центру тяжіння до геометричної осі обертання;

D – діаметр деталі, на якому закріплюється тягар Q ;

μ – коефіцієнт опору в підшипниках опор;

d – діаметр вала чи оправки.

Потім підбирають додатковий тягар ΔQ таким чином, щоб деталь стала декілька перезрівноваженою (рис. 3.3,в), тобто щоб вона повернулась тяжкою частиною вгору на такий же кут. Цей стан деталі можна описати рівнянням:

$$(Q + \Delta Q) D/2 \cos \varphi = G \cdot r_c \cos \varphi + (G+Q+\Delta Q)\mu d/2.$$

З урахуванням того, що $G+ Q \gg \Delta Q$, результатом рішення обох рівнянь стане вираз:

$$G \cdot r_{\bar{n}} = (Q + \Delta Q/2) D/2.$$

Ліва частина цього рівняння являє собою момент, що створюється незрівноваженою силою при $\varphi = 0$, а права містить компенсаційний тягар, який необхідно закріпити на деталі, що підлягає балансуванню, на відстані $0,5 D$ від осі обертання. Методом пропорції можна установити масу тягаря у випадку необхідності закріплення на іншій відстані від центру обертання.

В окремих випадках балансування за цим способом можна здійснювати без розбирання вузлів, тобто на місці робочого розташування деталі. Для цього деталь роз'єднується з приводною частиною, а її підшипникові опори прослабляються.

В будь-яких випадках тягар зрівноваження повинен надійно закріплюватись на деталі. При невеликій масі тягарів (маса < 100 г) на легкій частині деталі засвердлюються отвори і заливаються свинцем. При масі тягарів більше 100 г рекомендується їх виготовляти у вигляді накладок. Допускається

використовувати при необхідності декілька окремих тягарів але при умові, що вектор рівнодіючої сили залишається без зміни.

Балансування на обертальних опорах можливе і для деталей з різними діаметрами кінців вала, що також є перевагою перед балансуванням на призмах, на яких не можна це робити.

3. ДИНАМІЧНЕ БАЛАНСУВАННЯ

Існують декілька способів динамічного балансування. При виборі способу балансування необхідно мати на увазі наступне:

Динамічне балансування, головним чином, здійснюється двома методами: при пониженому числі обертів ($150-200 \text{ хв}^{-1}$), що відповідає необхідній критичній швидкості обертання і при робочому числі обертів.

Динамічне балансування при пониженому числі обертів є достатньо точним, проте має той недолік, що при цьому знищується тільки жорстко закріплений небаланс, тобто небаланс, положення якого не залежить від величини швидкості обертання. Балансуванням при робочому числі обертів знищується, як жорстко закріплений небаланс, так і той, що виникає від зміщення окремих елементів деталі під впливом відцентрових сил (це має місце, наприклад, при балансуванні турбогенераторів, коли перехід від понижених обертів до робочих може призвести до зміщення обмоток).

Балансування тіл обертання (роторів, маховиків, лопатевих коліс і т.п.) здійснюється, як правило, на спеціальних балансувальних верстатах. Схема одного з них показана на рис.3.4. Деталь 1, що підлягає балансуванню, установлюється на своїх підшипниках в жорсткій рамі 3, яка за допомогою шарніра 6 з'єднана з нерухомою основою 5. Вісь шарніра 6 розташована горизонтально і повинна бути перпендикулярною осі деталі. Рама 3 підтримується пружиною 4, тому деталь разом з рамою утворюють пружну систему, яка може коливатись відносно осі шарніра 6. Величину амплітуди коливань вимірюють приладом 2 (індикатор, датчик переміщення, віброметр і т.п.).

Найбільш поширеним способом динамічного балансування є спосіб *обходу пробним тягарем* по колу, тобто тягар кріпиться до деталі послідовно в декількох точках (шести чи восьми) на одній і тій відстані від осі обертання.

Балансування спочатку здійснюється для тієї сторони, деталі, де виявлена найбільша амплітуда вібрації (наприклад, сторона С, рис. 3.4,а). Для цього деталь установлюється таким чином, щоб ця сторона розташовувалась над пружною опорою.

При балансуванні на крайніх (рахуючи по діаметру деталі) точках деталі, розташованих поблизу підшипника, **сторони, що підлягають балансуванню, знаходять шляхом проб таке положення і величину тягара зрівноваження, при яких коливання рухомої рами зникнуть.**

Деталь поділяється на 6-8 ділянок і послідовно визначаються амплітуди на рамі 3 поблизу підшипника від пробного тягара, який переміщують по одному і тому ж радіусу в позначених точках.

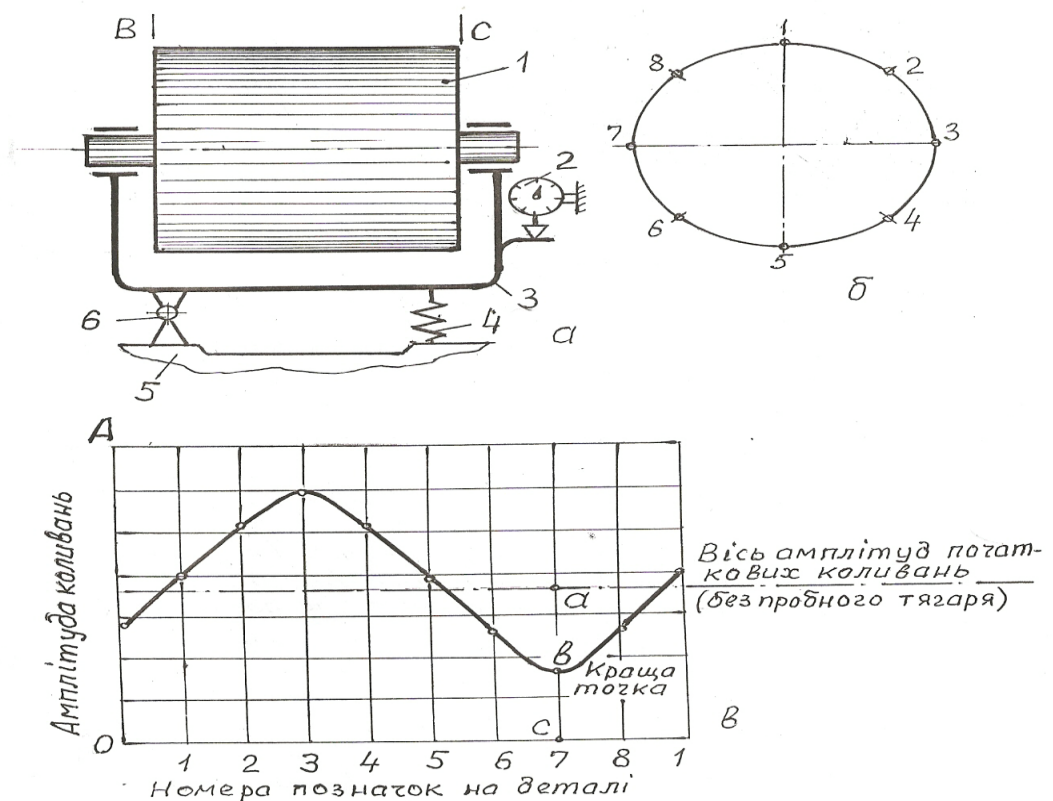


Рисунок 3.4

Схема балансувального верстату (а), позначки точок балансування (б) та діаграма коливань (в)

Масу пробного тягара можна визначити за формулою [23]:

$$m_i = k_n \cdot G / r \cdot \omega^2,$$

де k_c – 0,02...0,3 – коефіцієнт обмеження відцентрової сили від пробного тягара;

G – сила тяжіння деталі, що підлягає балансуванню;

r – радіус, на якому закріплено пробний тягар;

ω - кутова швидкість обертання деталі.

Відлік амплітуд здійснюється при певному, прийнятому за основне числі обертів. За даними про величини амплітуд коливань, отриманими при обертанні деталі (без пробного і з пробним тягарем), будують криву балансування (рис.3.4,в), за якою визначають положення і величину зрівноважуючого тягара.

На осі абсцис наносяться положення відміток (номера позначок) на деталі, а на осі ординат – величини амплітуд коливань. По кривій видно, що мінімальна амплітуда відповідає точці 7 , яка вказує правильне положення зрівноважуючого тягара для усунення небалансу сторони С деталі. З знаходженням положення зрівноважуваного тягара і виходячи з необхідності зниження амплітуди коливань до нуля, величину зрівноважуючого тягара G_c визначають за формулою [23]:

$$G_c = m_n \cdot \frac{ac}{ab},$$

де ac , ab – відповідні значення відрізків на графіку.

При невеликих поздовжніх розмірах і симетричності деталей (наприклад, деталі циліндричної форми) балансування на цьому може і закінчитись. А у протилежних випадках виникає необхідність у балансуванні протилежної сторони. Для цього голівку сторони С стопорять, а голівку сторони В вивільняють і визначають величину і розташування зрівноважуваного тягара G_B сторони деталі В. Після закріплення у відповідній точці на деталі тягара G_B (рис.3.5) небаланс зі сторони В буде усунуто і деталь при закріпленій

стороні В буде перебувати в рівновазі. Проте, як тільки сторона В буде вивільнена, рівновага порушиться і на стороні С знову з'явиться небаланс.

Для того, щоб балансування не порушувалось, діють наступним чином. Тягар G_c залишається на місці закріплення. Тягар G_b замінюють двома тягарями: один G_{B1} перебуває в тому ж положенні, а інший G_{B2} - на стороні деталі в діаметрально протилежній точці по відношенню до тягара G_c (рис.3.5).

Величини цих тягарів визначають за формулами

$$G_{B1} = G_B \cdot \frac{m \cdot n}{m \cdot n - a \cdot b};$$

$$G_{B2} = G_B \cdot \frac{r}{c} \cdot \frac{a \cdot m}{m \cdot n - a \cdot b}.$$

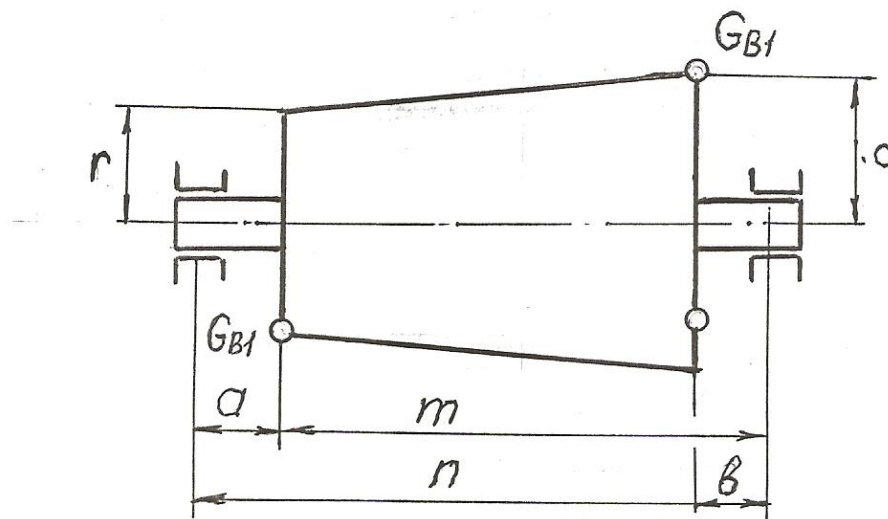


Рисунок 3.5

Схема до знаходження перехідного тягара

Іншим поширеним способом динамічного балансування є спосіб максимальних позначок. При цьому методі циліндричну частину деталі (наприклад, маточину) фарбують крейдою (а ще краще білою фарбою). Вибрана для фарбування ділянка вала має бути точно оброблена, а фарбування здійснюється по всьому колу вала на довжині 20 – 50 мм.

Деталь установлюють, як і при першому способі, на балансувальний верстат таким чином, щоб на пружній опорі перебувала та площина деталі, що підлягає зрівноваженню. Після цього деталі розгінним пристроєм надають

робочу швидкість. При вільному зниженні швидкості в районі інтенсивного коливання вимірюють амплітуду коливань пружної опори верстату і одночасно роблять позначку на зафарбованій поверхні деталі за допомогою загостреного предмету (розмітника, рейсмуса і інше). Биття деталі при цьому буде відмічатись на поверхні деталі у вигляді дуги, що вказуватиме напрямок вібрації та прогин вала деталі. Рекомендується наносити по 10-15 рисок на деякій відстані одна від іншої, оскільки довжина окремих рисок може бути випадковою. При нанесенні рисок належить обережно підводити різальний інструмент рукою до деталі, а руку слід старанно ізолювати від вібрації, що передається через кожен підшипник і т.п.

Відомо, що збиткова вага «тяжкої» ділянки деталі буде відхиляти її від осі обертання. При цьому найбільше відхилення буде відбуватись позади дії сили. Іншими словами, якщо дивитись за напрямом обертання, позначка буде перебувати завжди позади збиткової ваги. Це явище пояснюється інерцією рухомих частин (адже відцентрова сила не може миттєво понести за собою деталь, і поки вона торкнеться розмітника, тобто дійде до повного відхилення, точка, що відповідає збитковій вазі, вже повернеться на деякий кут. Цей кут залежить від числа обертів (при невеликій швидкості обертання він складатиме лише декілька градусів), тобто позначка відстане від збиткової ваги тільки на декілька градусів. В той же час при збільшенні швидкості обертання кут відставання збільшується і може досягати 180° . Таким чином, це явище належить враховувати.

Довжина позначки дає характеристику відносної величини потрібного для зрівноваження тягаря. Чим коротша по довжині кола позначка, тим більша незрівноваженість і, отже, вібрація. А при відсутності небалансу розмітник нанесе риску по всьому колу. Сама позначка лише наближено вказує місце положення тягаря зрівноваження, а її довжина надає підґрунтя лише для судження про величину тягаря.

Як і в першому способі, балансування здійснюється в дві стадії: спочатку визначається пробний тягар, а потім компенсаційний.

Спосіб максимальних позначок на відмінну від способу обходу пробним тягарем дозволяє одночасно визначати значення і напрямки незрівноважених сил, що суттєво скорочує витрати часу на балансування деталей.

В роботі [23] досить детально розглянуто і третій спосіб балансування обертальних деталей без розбирання машин. Адже попередні способи балансування реалізуються на спеціальних балансувальних верстатах і вимагають значних витрат праці на розбирання і наступне складання машин. Тому доцільно скористатись наведеним в цій роботі матеріалом. Особливо цей спосіб є ефективним при балансуванні високошвидкісних крупногабаритних деталей.