

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторної роботи № 3 "Розрахунок роликів
стендів для наплавлення і напилення тіл обертання"

з дисципліни

"Оснащення для наплавлення та напилення"

для студентів спеціальності 131 "Прикладна механіка"
освітньої програми "Відновлення та підвищення
зносостійкості деталей і конструкцій"

усіх форм навчання

2016

Методичні вказівки до лабораторної роботи №3
"Розрахунок роликівих стендів для наплавлення і напилення тіл
обертання" з дисципліни "Оснащення для наплавлення та
напилення" для студентів спеціальності 131 "Прикладна
механіка" освітньої програми "Відновлення та підвищення
зносостійкості деталей і конструкцій" усіх форм навчання / Укл.
Осіпов М.Ю., Капустян О.Є. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2016. – 15 с.

Укладачі:

Осіпов М.Ю., канд. техн. наук, доцент
Капустян О.Є., ст. викладач

Рецензент:

Куликовський Р.А., канд. техн. наук, доцент

Редактор:

Аверченко І.П., ст. лаб.

Відповідальний за випуск:

Осіпов М.Ю., канд. техн. наук, доцент

Розглянуто

на засіданні НМК кафедри ОТЗВ

Затверджено
на засіданні кафедри ОТЗВ
Протокол №4 від 24.11.2016 р.

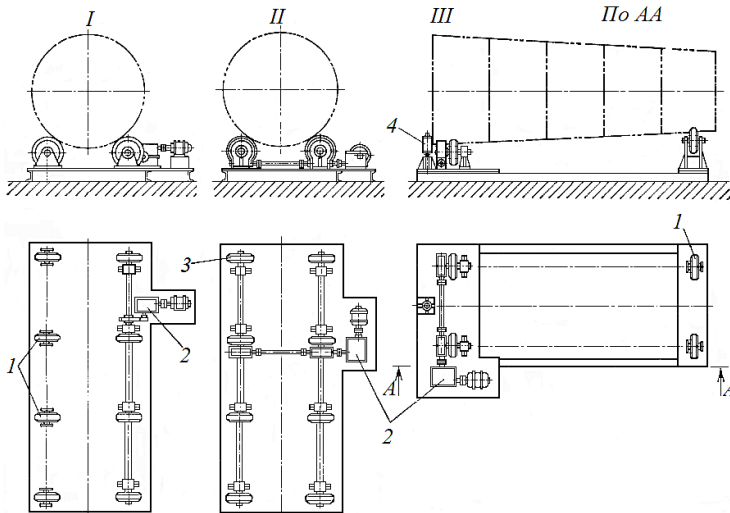
Рекомендовано
до видання НМК ІФФ
Протокол №4 від 12.12.2016 р.

1 МЕТА РОБОТИ

Вивчення конструкції та освоєння основних принципів розрахунку роликів стендів для зварювання, наплавлення і напilenня тїл обертаннн.

2 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Роликові стени (рис. 2.1) призначені для обертаннн циліндричних і конічних виробів зі швидкістю зварювання (наплавлення або напilenня) при автоматичному зварюванні/напавленні кільцевих швів, а також для обертаннн виробів з маршовою швидкістю та встановлення їх у зручне положення для складання, обробки і контролю. За допомогою роликів стени забезпечується також наплавлення поздовжніх валиків внутрішніх і зовнішніх поверхонь обичайок з використанням зварювальних тракторів чи самохідних візків з підвісними зварювальними головками.



1 – холості роликкоопори, 2 – електропривод, 3 – приводні роликкоопори,
4 – упорний торцевий ролик

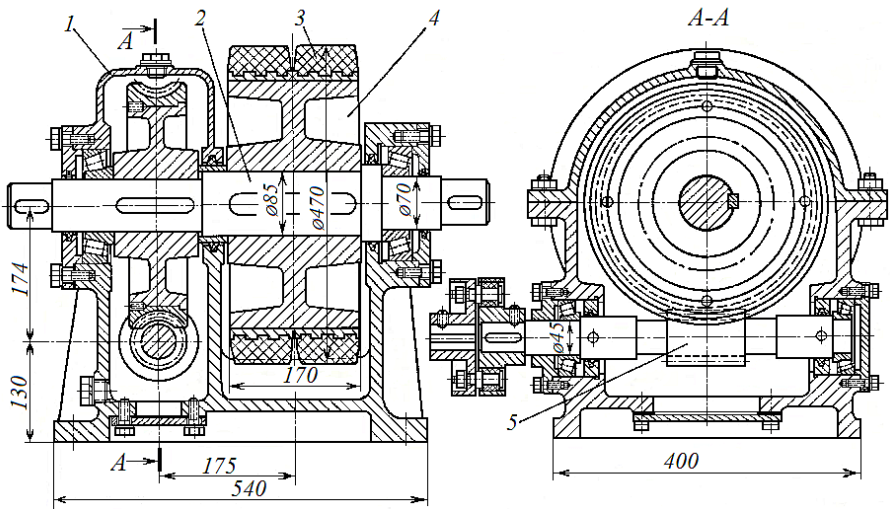
I – схема стени з одним рядом приводних роликів, *II* – схема стени з двома рядами приводних роликів, *III* – схема стени с двома приводними роликами

Рисунок 2.1 – Схеми роликів стени

У залежності від вантажопідйомності роликові стенди поділяються на легкі (до 50 кН), середні (до 100 кН) та важкі (до 500 кН).

Різноманітні за призначенням роликові стенди монтують на фундаментній рамі з типових уніфікованих роликових опор та приводів, що виготовляються серійно.

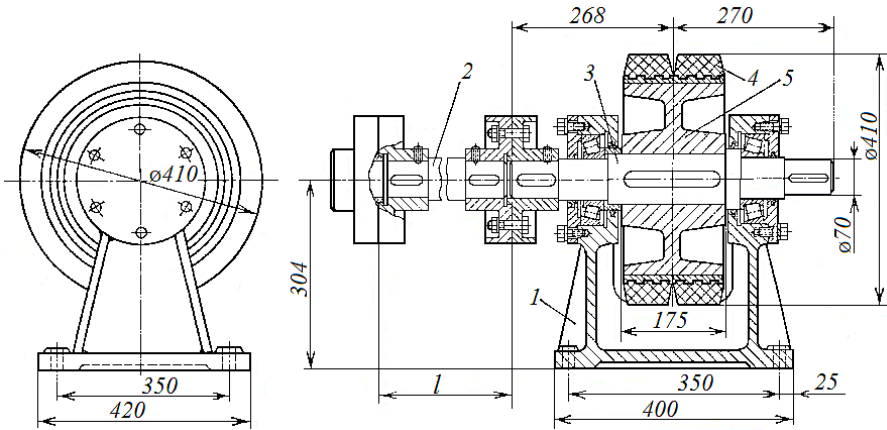
Розрізняють приводні та холості роликоопори. Приводні роликоопори виготовляються редукторними (рис. 2.2) та безредукторними (рис. 2.3). Ті та інші мають вали з хвостовиками для з'єднання з головним приводним валом та з сусідніми роликоопорами.



1 – корпус редуктора, 2 – вал, 3 – гумова вантажна шина, 4 – ролик, 5 – черв'як

Рисунок 2.2 – Приводна роликова опора з черв'ячним редуктором

Холості роликоопори, приймаючи до уваги уніфікацію, розташовують на осях, що обертаються (рис. 2.4). В залежності від призначення холості роликоопори виготовляються нормальними, переставними, перекидними та балансирними (рис 2.5).



1 – стойка з підшипниками, 2 – привідний вал, 3 – вал роликкоопори, 4 – гумова вантажна шина, 5 – корпус ролика

Рисунок 2.3 – Безредукторна привідна роликкова опора

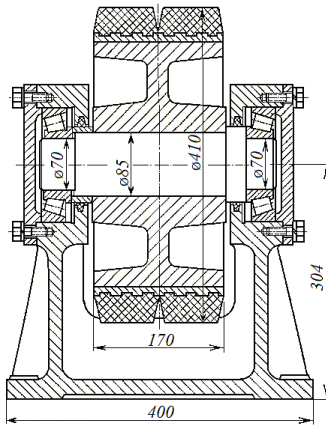
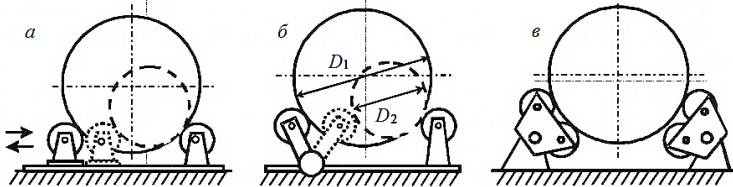


Рисунок 2.4 – Холоста роликкопора нормальна



а – з переставними роликкопорами, б – з перекидними роликкопорами,
в – з балансирними роликкопорами

Рисунок 2.5 – Типові схеми роликкових стендів

Тип роlikоопор (табл. 2.1) передбачає сім моделей для кожного типу роlikоопор.

Таблиця 2.1 – Типові роlikоопори роlikових стендів

Моделі роlikоопор			Номінальне навантаження на опору, кН	Мінімальний діаметр виробу, м	Діаметр ролика, мм
Приводна	Холоста	Перекидна холоста			
РП-0,25	РХ-0,25	РХП-0,25	2,5		410
РП-0,5	РХ-0,5	РХП-0,5	5	0,3	410
РП-1	РХ-1	РХП-1	10	0,5	410
РП-2	РХ-2	РХП-2	20		
РП-4	РХ-4	РХП-4	40	0,8	522
РП-8	РХ-8	РХП-8	80	0,8	522
РП-16	РХ-16	РХП-16	160		522

Для збільшення сили зчеплення та забезпечення плавності обертання зварюваного виробу усі ролики облаштовані гумовими вантажними шинами. Кількість роlikоопор та відстань між ними вибирають у залежності від розмірів та маси виробу.

Роlikові стенди комплектуються уніфікованими електроприводами, які забезпечують перемикання з маршової на робочу швидкість обертання виробу, яка плавно регулюється зміною обертів електродвигуна постійного струму. Маршову швидкість забезпечує асинхронний двигун змінного струму.

Роlikовий стенд як засіб обертання виробу при наплавленні кругових швів має відому недосконалість, що полягає в можливості осьового зсуву виробу при його обкатці на роliках. Це є результатом неточного монтажу роlikоопор і їх перекосу або неточності геометричної форми виробу. Цей зсув невеликий, але все ж таки тягне за собою зміщення осі шва в бік від дроту і може бути причиною браку.

Одним із засобів, який оберігає зварюваний барабан (обичайку) від осьового зсуву, є постановка торцевих упорних роликів.

У деяких випадках доцільно виготовляти роlikові стенди пересувними. Такі стенди монтуються на пересувній самохідній платформі, що дає можливість здійснювати два зварювальні рухи: обертання виробу при наплавленні кільцевих швів та осьове переміщення при наплавленні поздовжніх валиків.

3 ЗАВДАННЯ НА ПІДГОТОВКУ ДО ЛАБОРАТОРНОЇ РОБОТИ

Перед тим, як приступати до виконання лабораторної роботи студент зобов'язаний вивчити дані методичні вказівки, або ознайомитися з конструкціями роликівих стендів та методикою їх розрахунку [1 (§§23, 24); 2 §8.10], вивчити інструкцію по техніці безпеки, відповісти на контрольні запитання викладача та отримати у нього дозвіл на виконання роботи.

4 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

4.1. Які різновиди роликівих стендів існують? Їх переваги та недоліки.

4.2. Що таке роlikоопори? Які конструктивні відмінності є у стандартних роlikоопорах?

4.3. Для чого призначений упорний ролик в конструкції роlikового стенду?

4.4. Що може статися зі зварюваною обичайкою, якщо кут α буде надмірно великий або надмірно малий?

4.5. У яких межах зазвичай обмежують кут α роlikового стенда?

5 РОЗРАХУНОК РОЛИКОВИХ СТЕНДІВ

Метою розрахунку є визначення зусиль на роlikоопорах при різних значеннях діаметра виробу та кутах розпору, поперечної відстані між роlikоопорами, діаметрів вісів і приводних валів та потужності приводу роlikового стенду.

При заданій величині поперечної відстані між роlikоопорами L допустимий діапазон діаметрів зварюваного виробу D обмежується двома крайніми станами цього виробу на стенді, а саме:

а) при надмірно великому діаметрі D в порівнянні з величиною L та малому центральному куті α положення виробу може бути нестійким, особливо при наявності дисбалансу;

б) при дуже малому діаметрі D в порівнянні з величиною L , кут α буде надмірно великим, що може призвести до затягування барабана та його заклинювання або поломки стенда.

Затягування барабана (обичайки) може виникати в стендах з одним рядом приводних роликів у випадку їх обертання в бік холостих роликкоопор. При обертанні в зворотному напрямку небезпека затягування зникає, але залишається можливість статичного заклинювання через надмірно велике значення центрального кута α .

На рис. 5.1 показана розрахункова схема роликового стенда з одним рядом приводних роликкоопор (лівим, відповідно рис. 5.1). Для зручності в проведенні аналізу впливу колових сил на величину опорних реакцій роликкоопор, розрахункова схема приведена у відповідність навантаженню кожної з двох роликкоопор.

Активним навантаженням роликового стенда є вага зварюваного виробу G та, при наявності ексцентриситету, вантажний момент $M_{\text{вТ}} = Ge$.

У статичному стані стенда при $e = 0$ від сили G на роликкоопорах виникають опорні реакції Q , які залежать від значень кута α :

$$Q = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (5.1)$$

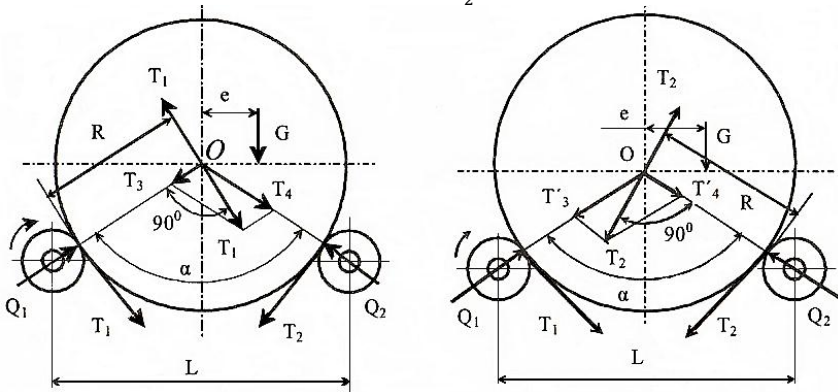


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема роликового стенда

Оскільки центральний кут α залежить від поперечної відстані між роликкоопорами L , діаметра роликів D_p та діаметру виробу (барабана) D , то опорні реакції можна визначити за формулою:

$$Q = G \frac{D + D_p}{2 \cdot \sqrt{(D + D_p)^2 - L^2}} \quad (5.2)$$

Під час обертання виробу на приводних роликах виникає дотична колова сила T_1 . Щоб оцінити її вплив на опорні реакції роликів Q , прикладемо до центра барабана, що обертається, дві рівні і протилежні сили T_1 . Одна з них в парі з дотичною силою на роликах створює момент $T_1 R$, який обертає барабан навколо осі O . Іншу силу розкладаємо по напрямкам опорних реакцій на дві складові T_3 і T_4 . Отже, від дії дотичної сили T_1 до основних опорних реакцій роликів Q додаються сили: T_3 на ведучі роlikоопори та T_4 на ведені роlikоопори.

Аналогічну дію викликає сила T_2 , додаючи до опорних реакцій сили T'_3 і T'_4 .

Підсумкові опорні реакції на приводних та холостих роlikоопорах відповідно будуть:

$$Q_1 = Q + T_3 + T'_3; \quad Q_2 = Q + T_4 + T'_4. \quad (5.3)$$

Відповідно рис. 5.1 маємо:

$$\begin{aligned} \frac{T_1}{T_3} &= \operatorname{tg}(180^\circ - \alpha) = -\operatorname{tg} \alpha, & T_3 &= -\frac{T_1}{\operatorname{tg} \alpha}; \\ \frac{T_1}{T_4} &= \sin(180^\circ - \alpha) = \sin \alpha, & T_4 &= \frac{T_1}{\sin \alpha}; \\ \frac{T_2}{T'_3} &= \sin(180^\circ - \alpha) = \sin \alpha, & T'_3 &= \frac{T_2}{\sin \alpha}; \\ \frac{T_2}{T'_4} &= \operatorname{tg}(180^\circ - \alpha) = -\operatorname{tg} \alpha, & T'_4 &= -\frac{T_2}{\operatorname{tg} \alpha}. \end{aligned} \quad (5.4)$$

Підставивши значення Q , T_3 , T'_3 , T_4 та T'_4 у формули (5.3), одержимо вирази для опорних реакцій:

$$Q_1 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} - \frac{T_1}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{T_2}{\sin \alpha}; \quad Q_2 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} + \frac{T_1}{\sin \alpha} - \frac{T_2}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (5.5)$$

Величина колової сили T_1 на приводних роликах визначається з умови подолання (врівноваження) вантажного моменту $M_{\text{вн}} = Ge$ та моменту опору обертанню холостих роlikоопор $T_2 R$:

$$T_1 R = Ge + T_2 R,$$

звідки:

$$T_1 = G \frac{e}{R} + T_2, \quad (5.6)$$

де R – радіус виробу, що обертається, м;

T_2 – опір обертанню холостих роликів, Н.

Опір обертанню холостих роlikоопор, приведений до їх кіл:

$$T_2 = Q_2 \frac{f d_p + 2\mu}{d_p}, \quad (5.7)$$

де d_p – діаметр осі ролика в підшипниках, м;

f – коефіцієнт тертя в підшипниках роликоопор (для підшипників ковзання $f = 0,1$; для підшипників кочення $f = 0,02$);

μ – коефіцієнт тертя кочення (для сталених роликів $\mu = 0,0025 \dots 0,0035$);

D_p – діаметр ролика, м.

Після деяких перетворень отримаємо остаточний вираз для дотичної сили T_1 на приводних роликоопорах:

$$T_1 = G \left(\varepsilon + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \sin \alpha + \cos \alpha - 1} \right). \quad (5.8)$$

Аналогічно для холостих роликоопор:

$$T_2 = G \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \sin \alpha + \cos \alpha - 1}, \quad (5.9)$$

де $\varepsilon = e/R$ – ексцентриситет, що виражений в долях радіуса барабана (дисбаланс);

$b = \frac{D_p}{f d_p + 2\mu}$ – коефіцієнт.

При обертанні збалансованих барабанів, для котрих $e = 0$, формула (5.9) прийме вигляд:

$$T_{1(\varepsilon=0)} = T_{2(\varepsilon=0)} = G \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{b \sin \alpha + \cos \alpha - 1}. \quad (5.10)$$

Колові сили T_1 і T_2 збільшують величину опорних реакцій роликоопор у випадку обертання барабана проти ходу годинникової стрілки (рис. 5.1), оскільки сили T_1 і T_2 направлені вниз. Викликане цими силами додаткове навантаження на ролики буде тим більше, чим більше кут α та чим вище значення коефіцієнтів тертя f та μ .

Якщо барабан обертається за ходом годинникової стрілки, то сили T_1 і T_2 спрямовані вгору і опорні реакції роликоопор зменшуються.

Для визначення максимальних розрахункових сил треба вибирати напрям обертання приводного валу та положення центру ваги виробу такими, щоб колові сили на роликах T_1 і T_2 були спрямовані донизу.

Підставивши значення T_1 і T_2 в формули (5.5), отримаємо остаточні вирази для опорних реакцій роликоопор, що обертаються під навантаженням:

$$Q_1 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{\varepsilon \cos \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right),$$

$$Q_2 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \left(1 + \frac{\varepsilon}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right). \quad (5.11)$$

При $\varepsilon = 0$:

$$Q_{1(\varepsilon=0)} = Q_{2(\varepsilon=0)} = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \left(1 + \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{b \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right). \quad (5.11, a)$$

Найменш допустиме значення кута α визначається умовою статичної стійкості положення барабану на роликовому стенді при дисбалансі $e > 0$. Втрата стійкості та перекидання барабану буде при критичному для даного кута α значенні ексцентриситету (рис. 5.2):

$$e_{кр} = R \sin \frac{\alpha}{2} \quad (5.12)$$

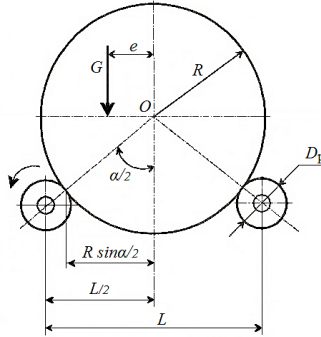


Рисунок 5.2 – Схема визначення критичного дисбалансу виробу

З досвіду проектування та використання роликових стендів у виробництві зварних конструкцій відомо, що допустимий діапазон центральних кутів α , у межах якого можлива безпечна робота на стенді, складає $50 \dots 120^\circ$.

Відповідний діапазон діаметрів виробу, що обертається, D знаходимо з виразу (5.13) шляхом підстановки граничних значень кута α :

$$D = \frac{L}{\sin \frac{\alpha}{2}} - D_p. \quad (5.13)$$

При $\alpha_{min} = 50^\circ$ і $\alpha_{max} = 120^\circ$:

$$D_{max} = \frac{L}{0,42} - D_p,$$

$$D_{min} = \frac{L}{0,86} - D_p. \quad (5.14)$$

Знаючи величину колових та радіальних сил, що діють на роликоопори, можна визначити розрахункові навантаження роликів та їх вісів і валів:

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{\sqrt{Q_1^2 + T_1^2}}{i_p} k_p, \\ P_2 &= \frac{\sqrt{Q_2^2 + T_2^2}}{i_p} k_p, \end{aligned} \quad (5.15)$$

де P_1 – навантаження на одну ведучу роликоопору, Н;

P_2 – навантаження на одну холосту роликоопору, Н;

i_p – кількість роликоопор в одному ряду;

k_p – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на роликоопори (для роликоопор з гумовим покриттям при $i_p = 2$,

$$k_p = 1;$$

при $i_p > 3$,

$$k_p = 1,2 \dots 1,3).$$

По найбільшій з величин P_1 та P_2 вибирають нормалізовані (стандартні) роликоопори (табл. 2.1).

Осі холостих роликоопор розраховують на згинання під дією сили P_2 . У цьому випадку вісь розглядається як двоопорна шарнірно закріплена балка з зосередженим навантаженням. Діаметр вісі визначається за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{P_2 L}{0,1[\sigma]^4}}, \quad (5.16)$$

де L – відстань між підшипниками вісі, м;

$[\sigma]$ – допустиме напруження для металу, з якого виготовлена вісь [3], МПа.

Приводний вал ведучих роликоопор розраховується на сумісну дію згинального моменту M_3 під навантаженням P_1 та крутного моменту $M_{кр}$:

$$M_3 = \frac{P_1 L}{4}, \quad (5.17)$$

$$M_{кр} = T_1 \frac{D_p}{2} + \left(f \frac{d_v}{2} + \mu \right) \sqrt{Q_1^2 + T_1^2}, \quad (5.18)$$

де d_v – діаметр приводного валу в підшипниках, м;

$f = 0,02$ – коефіцієнт тертя в підшипниках.

Еквівалентний розрахунковий момент на приводному валу:

$$M_e = \sqrt{M_3^2 + M_{кр}^2}. \quad (5.19)$$

Розрахунковий діаметр приводного вала:

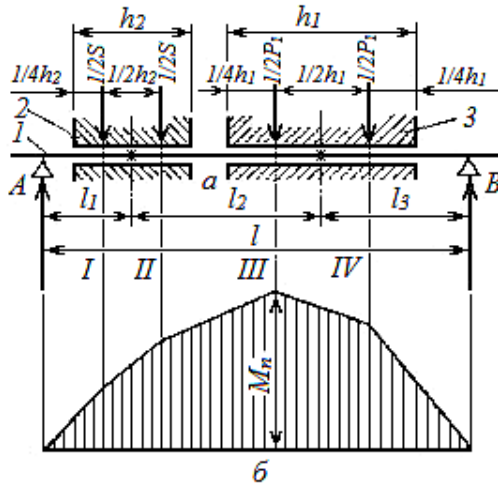
$$d_B = \sqrt[3]{\frac{10M_e}{[\sigma]}}. \quad (5.20)$$

Для валів виготовлених зі сталі 35 допускна напружка при згинанні $[\sigma] = 50 \dots 60$ МПа ($500 \dots 600$ кгс/см²).

З метою уніфікації роlikоопор рекомендується приймати діаметр вала однаковий для приводних і холостих роlikоопор.

Згинальний момент M_3 , діючий на приводному валу, залежить не тільки від навантаження P_1 , але і від розташування на ньому роликів, шестерень і опорних підшипників.

В якості прикладу виконаємо розрахунок вала типової приводної роlikоопори, встановленої в роlikовому стенді Т-30 (рис. 2.2). Розрахункова схема вала представлена на рис. 5.3.



a – розміщення сил, b – епюра згинальних моментів

1 – вал, 2 – ступиця черв'ячного колеса, 3 – ступиця ролика

Рисунок 5.3 – Розрахункова схема вала приводної роlikоопори

Вихідні дані для розрахунку.

Задане навантаження стенду $G = 100\,000$ кН.

Поперечна відстань між роликоопорами $L = 1$ м.

Ексцентриситет ц. в. виробу у долях радіусу виробу (дисбаланс) $e = 0,02$.

Коефіцієнт тертя $f = 0,02$ і $\mu = 0,3$.

Число роликоопор у одному ряді $i_p = 8$ шт.

Допустиме навантаження на двоштинну роликоопору $D_p = 41$ см рівна 13000 кН.

Найбільше окружне зусилля на черв'ячному колесі (рис. 2.2):

$$S = T_1 \frac{D_p}{D_q}, \quad (5.21)$$

де $D_q = 28,8$ см – діаметр початкового кола черв'ячного колеса.

Під дією сил P_I і S вал приводної роликоопори піддається згину. Для спрощення розрахунку всі діючі на вал сили приведені в одну площину (рис. 5.3, а). Звичайними методами опору матеріалів визначені згинальні моменти в небезпечних перетинах вала і побудована еюра згинальних моментів (рис. 5.3, б). При цьому всі розміри по довжині вала, ступиці ролика і шестерні взяті з рис. 2.2:

$l = 40$ см; $l_1 = 8$ см; $l_2 = 17,5$ см; $l_3 = 14,5$ см; $h_1 = 17,5$ см; $h_2 = 11$ см.

Найбільший згинальний момент діє в перерізі III:

$$M_{III} = 1165 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

У інших перерізах згинальний момент менше і має значення:

$$M_I = 470 \text{ Н}\cdot\text{м}; M_{II} = 803 \text{ Н}\cdot\text{м}; M_{IV} = 925 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Крутний момент на валу визначаємо за формулою (5.18), еквівалентний розрахунковий момент – за формулою (5.19), діаметр вала – за формулою (5.20).

Враховуючи ослаблення вала шпонками, у кресленнях приймалися діаметри більшого розміру (від 70 до 85 мм) – рис. 2.2.

Необхідна потужність приводного двигуна (N) визначається при маршовій швидкості обертання виробу:

$$N = \frac{M_{кр} \omega}{\eta_0}, \quad (5.22)$$

де $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – кутова швидкість вала, с^{-1} ;

n – частота обертання приводного вала, хв.^{-1} ;

$\eta_0 \cong 0,40$ – загальний ККД приводного механізму.

Перевірка запасу зчеплення ($k_{зч}$) приводних роликів з виробом здійснюється відповідно умові:

$$k_{зч} = \frac{Q_1 \varphi}{T_1} \geq 3, \quad (5.23)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення роликів з виробом (для сталених роликів $\varphi = 0,15$; для роликпопор з гумовим покриттям $\varphi = 0,3 \dots 0,4$).

6 ВКАЗІВКИ З ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ

6.1. До лабораторних робіт допускаються студенти після інструктажу з охорони праці та пожежної безпеки.

6.2. Забороняється вмикати електричні прилади та обладнання без дозволу завідуючого лабораторією або викладача.

6.3. У випадку виявлення неполадок обладнання студент повинен негайно повідомити викладача або завідуючого лабораторією.

6.4. У випадку виникнення пожежі або поразки електричним струмом студенти повинні діяти у відповідності із затвердженими інструкціями з охорони праці та пожежної безпеки.

7 ПОРЯДОК ПРОВЕДЕННЯ РОБОТИ І ЗМІСТ ЗВІТУ

7.1. Вивчити конструкції роликівих стендів для складання і зварювання обичайок.

7.2. Виконати силовий розрахунок роликівого стенда згідно вихідних даних і вибрати стандартні елементи стенду.

7.3. Виконати складальне креслення (формат А4–А3) приводної роликпопори за результатами розрахунків п. 7.2.

7.4. Скласти звіт, що включає мету роботи, силові розрахунки з ілюстраціями, креслення роликпопори, висновки про виконану роботу.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Севбо П.И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования/П.И. Севбо. – К.: Наук. думка, 1978. – 400 с.

2. Карпенко А.С. Технологічна оснастка у зварювальному виробництві / 2-е видання, перобл. та доповн.: Навч. посібник / А.С. Карпенко. – К.: Арістей, 2006. – 272 с.

3. Серенко А.Н. Расчет сварных соединений и конструкций / А.Н. Серенко, М.Н. Крумбольт, К.В. Багрянский. – К.: Вища школа, 1977. – 336 с.