

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторної роботи № 3 "Розрахунок роликкових
зварювальних стендів"

з дисципліни

"Складально-зварювальне оснащення"

для студентів напрямку підготовки 6.050504 "Зварювання"
усіх форм навчання

2015

Методичні вказівки до лабораторної роботи №3 " Розрахунок роликів зварювальних стендів" з дисципліни "Складально-зварювальне оснащення" для студентів напрямку підготовки 6.050504 "Зварювання" усіх форм навчання / Укл. М.Ю. Осіпов. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 14 с.

Укладачі:

Осіпов М.Ю., доцент, канд.. техн. наук.

Рецензент:

Капустян О.Є., ст. викладач

Відповідальний за випуск:

Осіпов М.Ю., доцент, к.т.н.

Розглянуто

на засіданні НМК кафедри ОТЗВ

Затверджено

на засіданні кафедри ОТЗВ

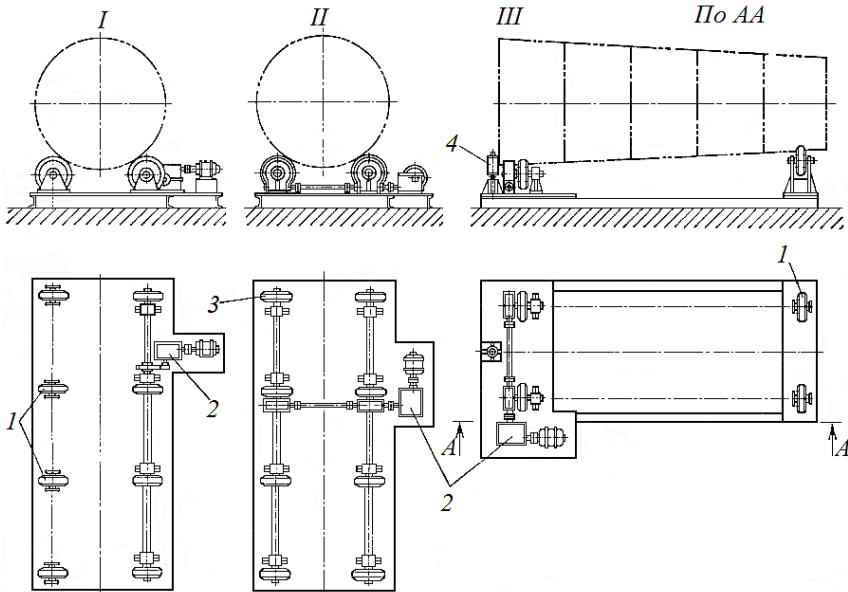
Протокол №2 від 29.10.2015 р.

1 МЕТА РОБОТИ

Вивчення конструкції та освоєння основних принципів розрахунку роликів зварювальних стелів.

2 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Роликові стелі (рис. 2.1) призначені для обертання циліндричних і конічних виробів зі швидкістю зварювання при автоматичному зварюванні кільцевих швів, а також для обертання виробів з маршовою швидкістю та встановлення їх у зручне положення для зварювання, складання, обробки і контролю. За допомогою роликів забезпечується також зварювання поздовжніх швів обичайок з використанням зварювальних тракторів чи самохідних візків з підвісними зварювальними головками.



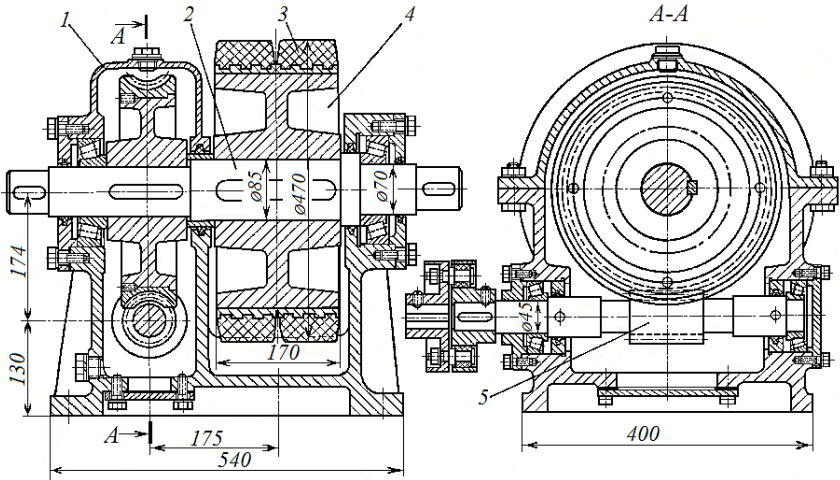
1 – холості роликкоопори, 2 – електропривод, 3 – приводні роликкоопори,
4 – упорний торцевий ролик
I – схема стелі з одним рядом приводних роликів, II – схема стелі з двома рядами
приводних роликів, III – схема стелі з двома рядками роликів

Рисунок 2.1 – Схеми роликів стелів

У залежності від вантажопідйомності роликів стелі поділяються на легкі (до 5 тс), середні (до 10 тс) та важкі (до 50 тс).

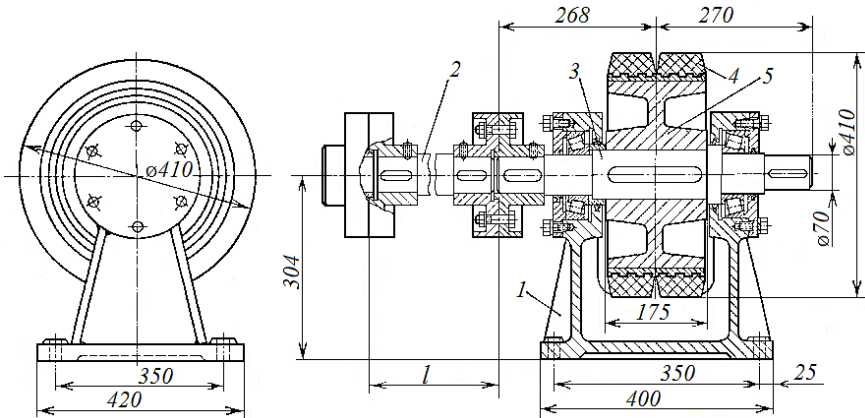
Різноманітні за призначенням роликіві стени монтують на фундаментній рамі з типових уніфікованих роликівих опор та приводів, що виготовляються серійно.

Розрізняють приводні та холості роликкоопори. Приводні роликкоопори 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 роликкооперами.



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

Рисунок 2.2 – Приводна роликва опора з черв'ячним редуктором



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

Рисунок 2.3 – Безредукторна приводна роликва опора

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

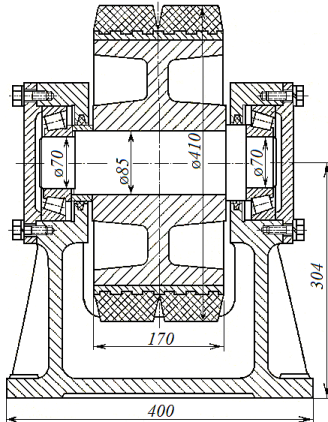
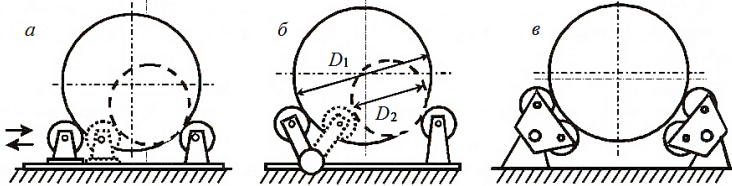


Рисунок 2.4 – Холоста роликкоопора нормальна



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

Рисунок 2.5 – Типові схеми роликкових стелів

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

Таблиця 2.1 – Типові роликкоопори роликкових стелів

Моделі роликкоопор			Номинальне навантаження на опору, тс	Мінімальний діаметр виробу, м	Діаметр ролика, мм
Приводна	Холоста	Перекидна холоста			
РП-0,25	РХ-0,25	РХП-0,25	0,25		
РП-0,5	РХ-0,5	РХП-0,5	0,5	0,3	410
РП-1	РХ-1	РХП-1	1,0	0,5	410
РП-2	РХ-2	РХП-2	2,0		
РП-4	РХ-4	РХП-4	4,0	0,8	522
РП-8	РХ-8	РХП-8	8,0	0,8	522
РП-16	РХ-16	РХП-16	16,0		

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

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

Роликовий стенд як засіб обертання виробу при зварюванні кругових швів має відому недосконалість, що полягає в можливості осьового зсуву виробу при його обкатці на роликах. Це є результатом неточного монтажу роликоопор і їх перекосу або неточності геометричної форми виробу. Цей зсув невеликий, але все ж таки тягне за собою зміщення осі шва в бік від електрода 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 компонувати роликові стенди пересувними. Такі стенди монтуються на пересувній самохідній платформі, що дає можливість здійснювати два зварювальні рухи: обертання виробу при зварюванні кільцевих швів та осьове переміщення при зварюванні поздовжніх швів.

3 РОЗРАХУНОК РОЛИКОВИХ СТЕНДІВ

Метою розрахунку є визначення зусиль на роликоопорах при різних значеннях діаметра виробу та кута розпору, поперечної відстані між роликооперами, діаметрів вісів і приводних валів та потужності приводу роликового стенду.

При заданій величині поперечної відстані між роликооперами 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 роликоопор. При обертанні в зворотному напрямку небезпека затягування зникає, але

залишається можливість статичного заклинювання через надмірно велике значення центрального кута α .

На рис. 3.1 показана розрахункова схема роликів стнда з одним рядом приводних роликкоопор (лівим, відповідно рис. 3.1). 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 роликів стнда є вага зварюваного виробу G та, при наявності ексцентриситету, вантажний момент $M_{\text{вТ}} = Ge$.

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

$$Q = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (3.1)$$

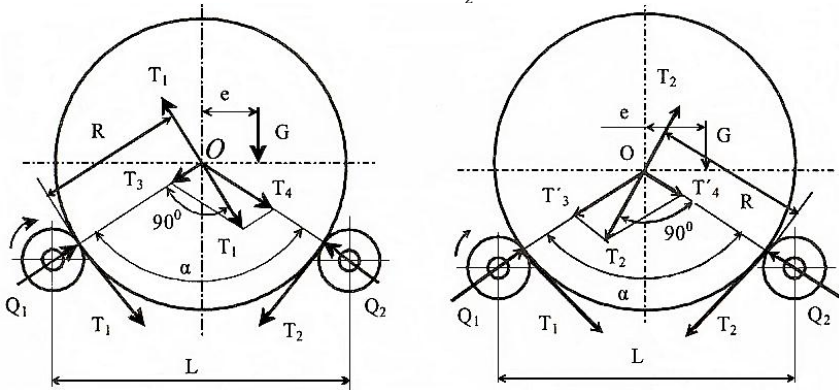


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема роликів стнда

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

$$Q = G \frac{D+D_p}{2 \cdot \sqrt{(D+D_p)^2 - L^2}} \quad (3.2)$$

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 роликкоопори на T_4 на ведені роликкоопори.

Аналогічну дію викликає сила T_2 , додаючи до опорних реакцій сили T_3' і T_4' .

Підсумкові опорні реакції на приводних та холостих роликкоопорах відповідно будуть:

$$Q_1 = Q + T_3 + T_3'; \quad Q_2 = Q + T_4 + T_4'. \quad (3.3)$$

Відповідно рис. 3.1 маємо:

$$\begin{aligned} \frac{T_1}{T_3} &= \operatorname{tg}(180^\circ - \alpha) = -\operatorname{tg} \alpha, & T_3 &= -\frac{T_1}{\operatorname{tg} \alpha}; \\ \frac{T_1}{T_4} &= \sin(180^\circ - \alpha) = \sin \alpha, & T_4 &= \frac{T_1}{\sin \alpha}; \\ \frac{T_2}{T_3'} &= \sin(180^\circ - \alpha) = \sin \alpha, & T_3' &= \frac{T_2}{\sin \alpha}; \\ \frac{T_2}{T_4'} &= \operatorname{tg}(180^\circ - \alpha) = -\operatorname{tg} \alpha, & T_4' &= -\frac{T_2}{\operatorname{tg} \alpha}. \end{aligned} \quad (3.4)$$

Підставивши значення Q , T_3 , T_3' , T_4 та T_4' у формули (3.3), одержимо вирази для опорних реакцій:

$$Q_1 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} - \frac{T_1}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{T_2}{\sin \alpha}; \quad Q_2 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} + \frac{T_1}{\sin \alpha} - \frac{T_2}{\operatorname{tg} \alpha}. \quad (3.5)$$

Величина колової сили T_1 на приводних роликах визначається з умови подолання (врівноваження) вантажного моменту $M_{\text{вт}} = Ge$ та моменту опору обертанню холостих роликкоопор T_2R : $T_1R = Ge + T_2R$, звідки:

$$T_1 = G \frac{e}{R} + T_2, \quad (3.6)$$

де R – радіус виробу, що обертається, м;

T_2 – опір обертанню холостих роликів, Н.

Опір обертанню холостих роликкоопор, приведений до їх кол:

$$T_2 = Q_2 \frac{f d_p + 2\mu}{D_p}, \quad (3.7)$$

де d_p – діаметр осі ролика в підшипниках, м;

f – коефіцієнт тертя в підшипниках роликкоопор (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 роликкоопорах:

$$T_1 = G \left(\varepsilon + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \sin \alpha + \cos \alpha - 1} \right). \quad (3.8)$$

Аналогічно для холостих роликкоопор:

$$T_2 = G \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \sin \alpha + \cos \alpha - 1} \quad (3.9)$$

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 (3.9) прийме вигляд:

$$T_{1(\varepsilon=0)} = T_{2(\varepsilon=0)} = G \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{b \sin \alpha + \cos \alpha - 1}. \quad (3.10)$$

Колові сили T_1 і T_2 збільшують величину опорних реакцій роликкоопор у випадку обертання барабана проти ходу годинникової стрілки (див. рис. 3.1), 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 роликкоопор зменшуються.

Для визначення максимальних розрахункових сил треба вибрати 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 (3.5), отримаємо остаточні вирази для опорних реакцій роликкоопор, що обертаються під навантаженням:

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

$$Q_2 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \left(1 + \frac{\varepsilon}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right). \quad (3.11)$$

При $\varepsilon = 0$:

$$Q_{1(\varepsilon=0)} = Q_{2(\varepsilon=0)} = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \left(1 + \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{b \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right). \quad (3.11')$$

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. 3.2):

$$e_{\text{кр}} = R \sin \frac{\alpha}{2} \quad (3.12)$$

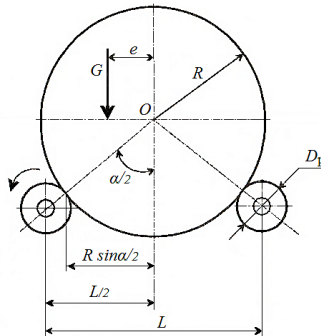


Рисунок 3.2 – Схема визначення критичного дисбалансу виробу

З досвіду проектування та використання роликівих стендів у виробництві зварних конструкцій відомо, що допустимий діапазон центральних кутів α , у межах якого можлива безпечна робота на стенді, складає 50...120°.

Відповідний діапазон діаметрів виробу, що обертається, D знаходимо з виразу (3.13) шляхом підстановки граничних значень кута α :

$$D = \frac{L}{\sin \frac{\alpha}{2}} - D_p. \quad (3.13)$$

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

$$\begin{aligned} D_{max} &= \frac{L}{0,42} - D_p, \\ D_{min} &= \frac{L}{0,86} - D_p. \end{aligned} \quad (3.14)$$

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

$$\begin{aligned} P_1 &= \sqrt{Q_1^2 + T_1^2} k_p, \\ P_2 &= \sqrt{Q_2^2 + T_2^2} k_p, \end{aligned} \quad (3.15)$$

де P_1 – навантаження на одну ведучу роликкоопору, Н;

P_2 – навантаження на одну холосту роликкоопору, Н;

i_p – кількість роликкоопор в одному ряду;

k_p – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на роликкоопори (для роликкоопор 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) роликкоопори (див. табл. 2.1).

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{P_2 L}{0,1[\sigma]^4}} \quad (3.16)$$

де L – відстань між підшипниками вісі, м;

$[\sigma]$ – допускна напруга для металу, з якого виготовлена вісь, МПа.

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

$$M_3 = \frac{P_1 L}{4} \quad (3.17)$$

$$M_{кр} = T_1 \frac{D_p}{2} + \left(f \frac{d_B}{2} + \mu \right) \sqrt{Q_1^2 + T_1^2} \quad (3.18)$$

де d_B – діаметр приводного валу в підшипниках, м;

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

Еквівалентний розрахунковий момент на приводному валу:

$$M_e = \sqrt{M_3^2 + M_{кр}^2} \quad (3.19)$$

Розрахунковий діаметр приводного валу:

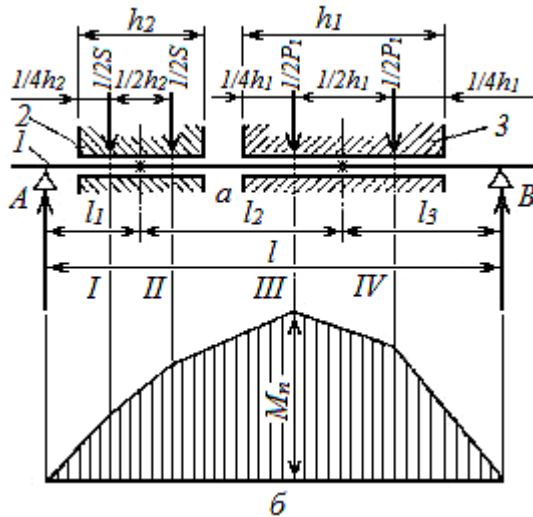
$$d_B = \sqrt[3]{\frac{10M_e}{[\sigma]}} \quad (3.20)$$

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

З метою уніфікації роликкоопор рекомендується приймати діаметр валу однаковий для приводних і холостих роликкоопор.

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 виконати розрахунок валу типової приводної роликкоопори, встановленої в роликковому стенді Т-30 (див. рис. 2.2). Розрахункова схема валу представлена на рис. 3.3.



a – розміщення сил, $б$ – еюра згинальних моментів

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

Рисунок 3.3 – Розрахункова схема валу приводної роликкоопори

Вихідні дані для розрахунку.

Задане навантаження стелю $G = 10\,000$ кгс.

Поперечна відстань між роликкооперами $L = 100$ см.

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

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

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

Допустиме навантаження на двохшинну роликкоопору $D_p = 41$ см рівна 1300 кгс.

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

$$S = T_1 \frac{D_p}{D_4} \quad (3.21)$$

де $D_4 = 28,8$ см – діаметр початкового кола черв'ячного колеса.

Під дією сил P_1 і S вал приводної роликкоопори піддається згину. Для спрощення розрахунку всі діючі на вал сили приведені в одну площину (див. рис. 3.3, а). Звичайними методами опору матеріалів визначені згинальні моменти в небезпечних перетинах вала і побудована епюра згинальних моментів (див. рис. 3.3, б). При цьому всі розміри по довжині вала, ступиці ролика і шестерні взяті з рис. 2.2:

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

Найбільший згинальний момент діє в перерізі III:

$$M_{III} = 11650 \text{ кгс}\cdot\text{см}.$$

У інших перерізах згинальний момент менше і має значення:

$$M_I = 4700 \text{ кгс}\cdot\text{см}; M_{II} = 8030 \text{ кгс}\cdot\text{см}; M_{IV} = 9250 \text{ кгс}\cdot\text{см}.$$

Крутний момент на валу визначаємо за формулою (3.18), еквівалентний розрахунковий момент – за формулою (3.19), діаметр вала – за формулою (3.20).

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

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

$$N = \frac{M_{кр}\omega}{\eta_0} \quad (3.22)$$

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:

$$k_{зч} = \frac{Q_1\varphi}{T_1} \geq 3 \quad (3.23)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення роликів з виробом (для сталених роликів

$\varphi = 0,15$; для роликкоопор з гумовим покриттям $\varphi = 0,3 \dots 0,4$).

4 ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ

4.1. Вивчити конструкції роликів стендів для складання і зварювання обичайок.

4.2. Виконати силовий розрахунок роликового стенда і вибрати стандартні елементи стенду.

4.3. Виконати складальне креслення (формат А4–А3) приводної роликоопори за результатами розрахунків п. 4.2.

4.4. Скласти звіт, що включає в себе мету роботи, силові розрахунки з ілюстраціями, креслення роликоопори, висновки про виконану роботу.

5 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

5.1. Які різновиди роликів стендів існують? Їх переваги та недоліки.

5.2. Що таке роликоопори? Які конструктивні відмінності є у стандартних роликоопор?

5.3. Для чого призначений упорний ролик в конструкції роликового стенду?

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

5.5. У яких межах зазвичай обмежують кут α роликового стенда?

6 ВКАЗІВКИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

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.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Севбо П.И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования / П.И. Севбо. – К.: Наук. думка, 1978. – 400 с.
2. Винокуров В.А. Сварочные деформации и напряжения / В.А. Винокуров. – М.: Машиностроение, 1968. - 236 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.