МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичної роботи № 2
«Розрахунок важільних затискних пристроїв на прикладі кондуктора-кантувача для складання і зварювання таврових балок»

з дисципліни

«Допоміжне обладнання зварювального виробництва»

для студентів спеціальності 131 Прикладна механіка
освітніх програм «Технології та устаткування зварювання» і
«Відновлення та підвищення зносостійкості деталей і конструкцій»
усіх форм навчання

2024

Методичні вказівки до виконання практичної роботи № 2 «Розрахунок важільних затискних пристроїв на прикладі кондуктора-кантувача для складання і зварювання таврових балок» з дисципліни «Допоміжне обладнання зварювального виробництва» для студентів спеціальності 131 Прикладна механіка освітніх програм «Технології та устаткування зварювання» і «Відновлення та підвищення зносостійкості деталей і конструкцій» усіх форм навчання / Укл. М.Ю. Осіпов, О.Є. Капустян. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2024. – 14 с.

Укладачі:
Осіпов М.Ю., канд. техн. наук, доцент
Капустян О.Є., канд. техн. наук, доцент

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

Редактор: Аверченко І.П., ст. лаб

Відповідальний за випуск:
Осіпов М.Ю., канд. техн. наук, доцент

Затверджено
на засіданні кафедри ІТЗ та МК
Протокол №01 від 13.09.2023 р.

Рекомендовано
до видання НМК ІФФ
Протокол №06 від 16.01.2024 р.

1 МЕТА РОБОТИ

Вивчення конструкції кондуктора-кантувача для складання і зварювання та освоєння основних принципів розрахунку важільного затискного пристрою кондуктора-кантувача.

2 КОНДУКТОР-КАНТУВАЧ ДЛЯ БАЛКОВИХ КОНСТРУКЦІЙ

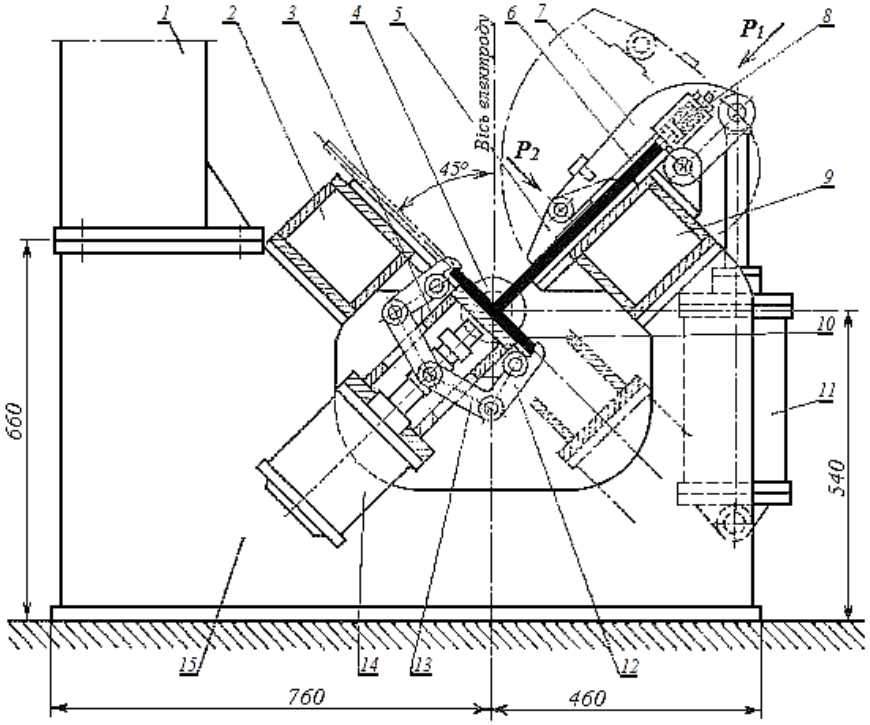
Кондуктор призначений для складання і зварювання таврових балок довжиною до 6 м (рис. 2.1). Автоматичне електродугове зварювання здійснюється в самому складальному кондукторі без попередніх електроприхоплень. Крім того, через те, що для зварювання під флюсом найбільш сприятливе положення шва «у човник», складально-зварювальний кондуктор виконаний у вигляді кантувача з поворотом зварюваної балки на 90º.

Весь пристрій складається з трьох основних частин:

- станини 15, на якій змонтовані всі затискні й поворотні (кантувальні) механізми, а також колони 1 з напрямним рейковим шляхом для зварювального автомата;
- поворотної опорної балки 3 з кліщовими захватами 12 для затиснення пояса тавра, який складається;
- системи важелів 7 для притиснення стінки тавра до його поясу і бічної опорної балки складального кондуктора 9.

Кондуктор працює в наступному порядку. На опорні планки поворотної балки 3 викладається поясний лист 10 тавра і затискається кліщовими захватами 12. Останні приводяться в дію пневмоциліндрами 14 через систему «ламких» важелів 13, яка забезпечує синхронність зближення кліщів і отже, точне центрування пояса відносно осі тавра, який складається. Робоча поверхня кліщів (гартована і шліфована) скошена під деяким кутом, завдяки чому забезпечується не тільки бічне затискання пояса, але й притиснення його до опорної балки кондуктора 3.

Після центрування і первинного затиснення пояса балки в кондуктор укладається її стінка 6 і притискається одночасно до поясу і бічної опорної балки кондуктора 9 поворотними важелями 7 подвійної дії.



1 – колона з рейковим шляхом для зварювального автомата, 2, 9 – опорні балки кондуктора, 3 – кондуктор-кантувач, 4 – вісь повороту кантувача, 5 – шарнірний балансир, 6 – стінка балки, 7 – поворотний важіль подвійної дії, 8 – регульована пружина, 10 – поясний лист балки, 11 – хитний гідроциліндр, 12 – кліщі захвату, 13 – "ламкий" важіль, 14 – пневмоциліндр, 15 – станина

Рисунок 2.1 – Кондуктор-кантувач для складання і зварювання таврових балок [1]

Спеціальна конструкція важеля 7 забезпечує дозований розподіл зусилля затиснення між двома точками його прикладання: тиск P_1 на верхню кромку листа через пружини 8 для щільного притиснення стінки до поясу тавра і тиск P_2 на бічну площину стінки через балансир 5 для притиснення її до опорної балки кондуктора 9.

Наявність регульованих пружин 8 дозволяє регулювати величину зусилля притиснення стінки до поясу P_1.

Кожен важіль 7 забезпечений двома пружинними стаканами 8, розташованими по обидві сторони корпусу важеля. Для правильної фіксації стінки і щільного притиснення її до площини опорної балки важіль 9, на своєму кінці забезпечений шарнірним балансиром 5, який розподіляє зусилля P_2 порівну на дві точки – по 0,5 P_2.

Важіль повертається і притискається до стінки тавра за допомогою хитного гідроциліндра 11.

На цьому закінчується власне складання таврової балки і починається зварювання першого шва «у човник» автоматом. Після закінчення зварювання першого шва верхні притискні важелі 7 відкидаються за допомогою гідроциліндрів, звільняючи таким чином стінку тавра від затиснення. Потім опорна балка кондуктора-кантувача 3 разом із закріпленим виробом повертається на 90 º навколо осі 4 і балка, що зварюється встановлюється в положення «човника» для зварювання другого шва, спираючись при цьому на ліву балку кондуктора 2. Після зварювання другого шва готова таврова балка повністю звільняється від затискачів і видаляється з кондуктора.

Вісь повороту кантувача 4 розташована так, що лінія зварювання швів не змінює свого геометричного положення при повороті. Завдяки цьому при переході від першого шва до другого не потрібно перестановки зварювальної головки.

3 ЗАВДАННЯ НА ПІДГОТОВКУ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ

Перед тим, як приступати до виконання практичної роботи студент зобов'язаний вивчити дані методичні вказівки, ознайомитися з конструкцією та методикою розрахунку важільних затискних пристроїв кондуктора-кантувача [1, §§7, 10, 17; 2 §§3.7, 7.23], вивчити інструкцію по техніці безпеки, відповісти на контрольні запитання викладача та отримати у нього дозвіл на виконання роботи.

4 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ ДЛЯ САМОПЕРЕВІРКИ І КОНТРОЛЮ ПІДГОТОВЛЕНОСТІ СТУДЕНТІВ ДО РОБОТИ

1. Поясніть принцип роботи важільного притискного пристрою для фіксації стінки таврової балки.

2. Поясніть принцип роботи важільного притискного пристрою для фіксації полки таврової балки.

3. З якою метою в розглянутому кондукторі передбачена функція повороту (кантування) таврової балки? Якими механізмами ця функція реалізується?

4. На які напруження розраховуються осі шарнірів розглянутих важільних систем?

5 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ВАЖІЛЬНИХ ЗАТИСКНИХ ПРИСТРОЇВ КОНДУКТОРА-КАНТУВАЧА

У механізованому кондукторі-кантувачі представлені найбільш поширені типи і системи швидкодіючих важільних механізмів: поворотні важелі подвійної дії 5, 7, 8 для притиснення стінки 6 до опорної балки кондуктора і поясу тавра, який складається; система ламких важелів 13 для затиснення пояса; важільні кліщі 12 для захоплення пояса і притиснення його до поворотної балки кантувача; механізм синхронізації руху кліщів і центрування пояса; найпростіший механізм важеля кантування – поворот кондуктора на 90º. Всі ці механізми приводяться в дію пневмо- або гідроциліндрами.

Розрахунок затискних пристроїв слід починати з визначення зусиль на затискачах, користуючись методикою, наведеною в [1, §9]. Вихідними даними для визначення цих зусиль є розміри зварної балки і кутових швів. У даному кондукторі складається зварний тавр з наступними розмірами: стінка 400 × 10 мм, пояс 200 × 16 мм, кутовий шов 8 × 8 мм (катет 8 мм), довжина балки L = 6000 мм. Момент інерції перерізу балки J = 13 000 см^4, відстань між центрами ваги перерізу балки і перетину шва e = 10,6 см.

При автоматичному зварюванні усадна сила (кгс), що діє по осі швів, дорівнює [3]:

після зварювання першого кутового шва

$$P_{\text{ус}1} = 1{,}7Dk^2, \tag{5.1}$$

після зварювання двома кутовими швами

$$P_{\text{ус}2} = 1{,}15 \cdot 1{,}7Dk^2, \tag{5.2}$$

де D – коефіцієнт (D = 30 000 при автоматичному зварюванні; D = 40 000 при ручному зварюванні);

k – катет кутового шва, см.

Розрахункові зусилля, що виникають на затискачах кондуктора під дією цих усадних сил, визначаються:

після зварювання першого шва

$$q_1 = \frac{9{,}6P_{\text{ус}1} \cdot e}{L^2}, \tag{5.3}$$

після зварювання обох швів

$$q_2 = \frac{9{,}6P_{\text{ус}2} \cdot e}{L^2}. \tag{5.4}$$

Отже, при розташуванні верхніх важільних затискачів уздовж балки через 1 м кожен з них повинен сприймати зусилля $S_1 \geq q_1$ (кгс).

Захвати опорної балки кантувача (нижні затискачі) також розташовані на відстанях в 1 м і утримують зварювану балку від деформації після зварювання обох швів. Отже, кожна пара затискачів 12 повинна розвивати зусилля зчеплення з поясом тавра $S_2 \geq q_2$ (кгс).

При зварюванні балки в затиснутому стані поперечний зіступ кутового шва може викликати в металі шва небезпечні згинаючі напруження, що перевищують його межу плинності $\sigma_{\text{т}}$. Тому зусилля бічного притиску P_2 (рис. 5.1) слід обмежувати умовою, щоб створювані їм згинаючі напруження σ не перевищували величини допустимих напружень $[\sigma]$. З цього випливає, що згинальний момент в

шві від дії сили P_2 на плечі l_3 повинен бути рівний моменту внутрішніх сил в металі шва при напруженнях $\sigma = [\sigma]$:

$$P_2 l_3 = W[\sigma], \tag{5.5}$$

де $W = bh^2/6$ – момент опору перерізу шва на довжині b при висоті шва в небезпечному перерізі h [3].

Звідси допустима сила притиснення:

$$P_2 = \frac{bh^2[\sigma]}{6l_3}. \tag{5.6}$$

У розрахунку важільного притиску прийняти довжину шва b = 100 см, h = 0,7 см, l_3 = 19 см і $[\sigma]$ = 20000 Н/см^2 (2000 кгс/см^2).

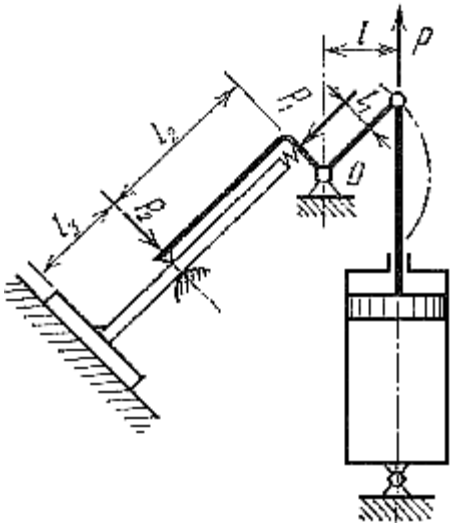


Рисунок 5.1 - Розрахункова схема важільного затискного пристрою для складання таврових балок [1]

Якщо відома кутова деформація балки α після зварювання першого шва у вільному (не затиснутому) стані, то слід перевірити, чи утворюється зазор під силою P_2 між стінкою зварюваної балки і опорною поверхнею кондуктора.

При зварюванні у не затиснутому стані (P_2 = 0), в районі притискачів утворюється вільний зазор $\Delta_0 = l_3 \operatorname{tg} \alpha$. Однак під дією сили P_2 виникає прогин зворотного знаку: $f = P_2 l_3^3 / 3EJ$.

Якщо $\Delta_0 > f$, то між стінкою і кондуктором залишиться зазор:

$$\Delta = \Delta_0 - f = l_3 \operatorname{tg} \alpha - \frac{P_2 l_3^3}{3EJ} = l_3 \operatorname{tg} \alpha - \frac{4P_2 l_3^3}{Eb\delta^3}, \qquad (5.7)$$

де $J = b\delta^3/12$ – момент інерції перерізу стінки на довжині b при товщині стінки δ;

$\operatorname{tg} \alpha \cong 0{,}01$ – кутова деформація.

Якщо $\Delta < 1$ мм, то з таким зазором можна примиритися, щоб уникнути небезпечних напружень в металі шва і можливих поздовжніх тріщин в ньому.

Вище знайдене мінімальне зусилля на важелі S_1 складається з тиску важеля на край стінки P_1 і сили тертя між притискачем на кінці важеля і стінкою (під силою P_2):

$$S_1 = P_1 + fP_2, \qquad (5.8)$$

де f = 0,15 – коефіцієнт тертя сухої сталі об сталь.

З урахуванням коефіцієнта запасу 1,25 знаходимо P_1:

$$P_1 = 1{,}25(S_1 - fP_2). \qquad (5.9)$$

Для визначення зусилля приводу P необхідно скласти рівняння моментів щодо осі опорного шарніра важеля O. При цьому, для спрощення розрахунків тертям в шарнірі важеля поки нехтуємо, з тим, що надалі воно буде враховано відповідною поправкою. У такому випадку рівняння моментів запишеться так: $Pl = P_1 l_1 + P_2 l_2$, звідси:

$$P = \frac{P_1 l_1 + P_2 l_2}{l}. \qquad (5.10)$$

У розглянутому кондукторі l = 9 см; l_1 = 6 см; l_2 = 21 см.

Щоб врахувати втрати на тертя в опорному шарнірі важеля, необхідно попередньо визначити величину опорної реакції шарніра.

Зусилля Q, яке сприймається шарніром, можна знайти аналітичним додаванням усіх діючих на важіль сил. При куті нахилу важеля по відношенню до осі штока приводу 45°:

$$Q = \sqrt{(P_1 + 0{,}7P)^2 + (P_2 + 0{,}7P)^2}. \qquad (5.11)$$

Момент тертя на осі шарніра:

$$M_{\text{тр}} = Qf_1r = f_1r\sqrt{(P_1 + 0{,}7P)^2 + (P_2 + 0{,}7P)^2}, \qquad (5.12)$$

де f_1 = 0,1 – коефіцієнт тертя в шарнірі;

r = 2 см – радіус осі шарніра.

Для подолання цього моменту тертя необхідно додаткове зусилля на штоку:

$$P_{\text{тр}} = \frac{M_{\text{тр}}}{l} = f_1\frac{r}{l}\sqrt{(P_1 + 0{,}7P)^2 + (P_2 + 0{,}7P)^2}. \qquad (5.13)$$

Ця додаткова сила не повинна перевищувати 25% від загальної сили на штоку, що цілком компенсується прийнятим при визначенні P_1 запасом в 1,25.

Знаючи необхідне зусилля P і тиск q в силовому циліндрі (повітря або мастила), можна визначити його діаметр:

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi q\eta}}, \qquad (5.14)$$

де q = 200 Н/см^2 (20 кгс/см^2) – тиск мастила в циліндрі;

η = 0,8 – ККД приводу.

Хід поршня визначається з конструктивних міркувань (рис. 5.1) і може бути прийнятий h = 20 см.

За цими параметрами підбирається готовий циліндр, який випускається промисловістю (ДСТУ 2517-94 (ГОСТ 15608-81).

Перейдемо до розрахунку затискного пристрою поворотної балки (рис. 2.1). Пристрій складається із семи важільно-кліщових затискачів (рис. 5.2), розташованих на відстанях 1 м один від одного.

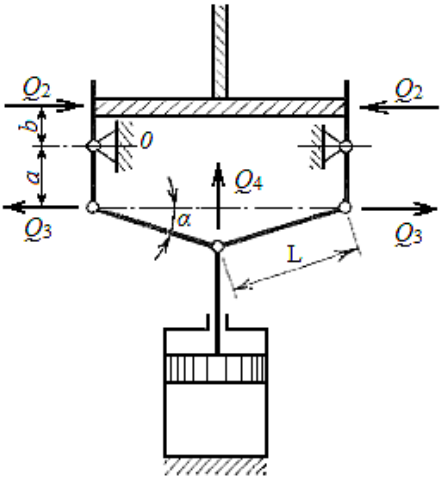


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема для важеля кліщового затискного пристрою до кантувача за рис. 2.1 [1]

Як показано вище, кожна пара притискачів повинна розвивати силу зчеплення з поясом тавра $S_2 \geq q_2$ (кгс). Всі ці сили повинні врівноважувати згинаючу дію поздовжніх усадних сил в зварних швах.

Для того щоб забезпечити задані сили зчеплення, необхідно на кожному із притискачів створити зусилля затиснення:

$$Q_2 = 0{,}5\frac{S_2}{\mu}, \tag{5.15}$$

де μ = 0,2 – коефіцієнт зчеплення притискачів з поясом балки.

Кожний притискач (рис. 5.2) являє собою важіль першого роду, для якого зусилля притиснення (з урахуванням втрат на тертя в шарнірі) визначається формулою:

$$Q_3 = \frac{Q_2 b}{a - \frac{a+b}{b} f \cdot r}, \tag{5.16}$$

де f = 0,1 – кут тертя в осях шарнірів;

r = 1,5 см – радіус осі шарніра;

a = 8,5 см, b = 4,5 см – плечі важеля за рис. 5.2.

Далі визначаємо необхідне зусилля на штоку приводного циліндра, користуючись залежністю (5.17) для двоважельного шарнірного підсилювача з "ламким" важелем (рис. 3.2):

$$Q_4 = Q_3 \cdot 2\,\mathrm{tg}(\alpha + \beta), \tag{5.17}$$

де $\beta = arcsin\, f\,\frac{d}{L}$ – наведений кут тертя на осі шарніра;

d – діаметр осі шарніра, см.

У розглянутій конструкції α = 15º, d = 3 см, L = 12 см.

Так як хід важеля кліщових затискачів дуже малий і, отже, в них не можуть виникати значні інерційні зусилля або удари, то для цього пристрою в якості приводу доцільно застосувати не гідравлічні, а пневматичні циліндри. Вони вибираються зі стандартного ряду для розрахованого зусилля Q_4 при тиску стисненого повітря p = 0,5 МПа (5 атм) і ККД приводу η = 0,87 (див. формулу 5.14).

Зусилля в опорному шарнірі $Q_{\text{о}}$ (рис. 5.2) дорівнює:

$$Q_{\text{о}} = Q_2 + Q_3\ . \tag{5.18}$$

Вісі шарнірів повинні бути розраховані на вигин під дією зусиль Q_2, Q_3, Q_4, $Q_{\text{о}}$ і перевірені на питомий тиск в шарнірі.

Як приклад розглянемо перевірочний розрахунок вісі найбільш навантаженого опорного шарніра в точці *О*.

Вісь шарніра можна розглядати як балку на двох опорах з прольотом l, у якої сила $Q_{\text{о}}$ рівномірно розподілена в середній частині вісі на довжині $l_{\text{о}}$, що дорівнює довжині маточини (ступиці) важеля. Для такої вісі найбільший згинальний момент:

$$M_{\text{зг}} = \frac{Q_{\text{о}}}{8}(2l - l_{\text{о}}). \tag{5.19}$$

Відповідна напруга вигину [4]:

$$\sigma_{\text{зг}} = \frac{M_{\text{зг}}}{0{,}1d^3} = \frac{Q_{\text{о}}(2l - l_{\text{о}})}{0{,}8d^3} \leq [\sigma] \tag{5.20}$$

Цифрові значення величин, що входять у формулу: l = 5 см, $l_{\text{о}}$ = 4 см, d = 3 см.

Отримане значення порівняти з табличним допустимим напруженням $[\sigma]$ для сталі 40 при статичному навантаженні при розтягуванні.

6 ВКАЗІВКИ З ОХОРОНИ ПРАЦІ

1. До практичної роботи допускаються студенти після інструктажу з охорони праці та пожежної безпеки.
2. Забороняється вмикати електричні прилади та обладнання без дозволу завідуючого лабораторією або викладача.
3. У випадку виявлення неполадок обладнання студент повинен негайно повідомити викладача або завідуючого лабораторією.
4. У випадку виникнення пожежі або поразки електричним струмом студенти повинні діяти у відповідності із затвердженими інструкціями з охорони праці та пожежної безпеки.

7 ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Вивчити конструкцію кондуктора для складання і зварювання таврових балок.
2. Виконати силовий розрахунок важільних притискачів з використанням для цього даних, наведених в додатку А і вибрати стандартні елементи пристрою.
3. Виконати складальне креслення (формат А4-А3) кондуктора з важільними притискачами за результатами розрахунків розділу 5.
4. Скласти звіт, що включає в себе мету роботи, силові розрахунки з ілюстраціями, креслення кондуктора, висновки за виконану роботу.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

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

Додаток А

Вихідні дані для розрахунку кондуктора-кантувача для складання і зварювання таврових балок

№ вар.	Розміри таврової балки, мм			Катет шва, мм	Розмір *e*, рис. 4.8, мм	Вид зварювання
	стінка	пояс	довжина			
0	400×10	200×16	6000	8	106	АЗФ
1	400×10	200×16	6000	8	106	РДЗ
2	400×10	200×16	5000	8	106	АЗФ
3	400×10	200×16	5000	8	106	РДЗ
4	400×10	200×16	4000	8	106	АЗФ
5	400×10	200×16	4000	8	106	РДЗ
6	450×12	200×16	5000	8	119	АЗФ
7	450×12	200×16	5000	8	119	РДЗ
8	450×12	250×16	6000	8	119	АЗФ
9	450×12	250×16	6000	8	119	РДЗ
10	400×12	200×16	4000	8	106	АЗФ
11	400×12	200×16	4000	8	106	РДЗ
12	450×14	200×16	5000	8	119	АЗФ
13	450×14	200×16	5000	8	119	РДЗ
14	500×14	250×18	6000	8	135	АЗФ
15	500×14	250×18	6000	8	135	РДЗ