

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

**Запорізький національний технічний університет**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до лабораторної роботи № 2 "Розрахунок важільних  
затискних пристроїв на прикладі кондуктора-кантувача для  
складання і зварювання таврових балок"

з дисципліни

**"Складально-зварювальне оснащення"**

для студентів напряму підготовки 6.050504 "Зварювання"  
усіх форм навчання

**2015**

Методичні вказівки до лабораторної роботи № 2 "Розрахунок важільних затискних пристроїв на прикладі кондуктора-кантувача для складання і зварювання таврових балок" з дисципліни "Складально-зварювальне оснащення" для студентів напряму підготовки 6.050504 "Зварювання" усіх форм навчання / Укл. М.Ю. Осіпов. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2015. – 14 с.

Укладач:

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

## 2 КОНДУКТОР-КАНТУВАЧ ДЛЯ БАЛОЧНИХ КОНСТРУКЦІЙ

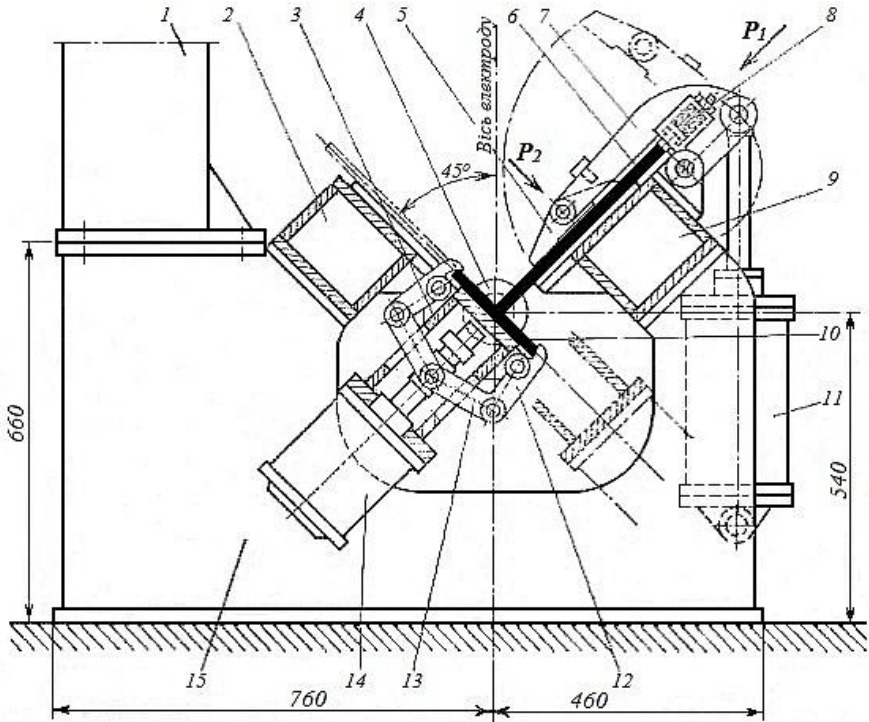
Кондуктор, що розглядається, призначений для складання і зварювання таврових балок довжиною до 6 м (рис. 2.1). Автоматичне електродугове зварювання здійснюється в самому складальному кондукторі без попередніх електроприхваток. Крім того, так як для зварювання під флюсом найбільш сприятливе положення шва "у човник", складально-зварювальний кондуктор, який виконаний у вигляді кантувача з поворотом зварюваної балки на 90°.

Весь пристрій складається з трьох основних частин:

- станини 15, на якій змонтовані всі затискні і поворотні (кантовочні) механізми, а також колони 1 з напрямним рейковим шляхом для зварювального автомата;
- поворотної опорної балки 3 з кліщовими захватами 12 для затиснення пояса збираного тавра;
- 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 збираного 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 збирається. Робоча поверхня кліщів (гартована і шліфувана) 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**

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 балансиrom 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 збірка 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  $90^\circ$  навколо осі 4, і зварювана балка встановлюється в положення "човники" 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 РОЗРАХУНОК 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 збираного тавра; 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  $90^\circ$ . Всі ці механізми приводяться в дію пневмо- або гідроциліндрами.

Розрахунок затискних пристроїв слід починати з визначення зусиль на затисках, користуючись методикою, наведеною в [1, §9]. Вихідними даними для визначення цих зусиль є розміри зварної балки і кутових швів. У даному кондукторі збирається зварний тавр з наступними розмірами: стінка  $400 \times 10$  мм, пояс  $200 \times 16$  мм, кутовий

шов  $8 \times 8$  мм (катет 8 мм), довжина балки  $L = 6000$  мм. Момент інерції перерізу балки  $J = 13\,000$  см<sup>4</sup>, відстань між центрами ваги перерізу балки і перетину шва  $e = 10,6$  см.

При автоматичному зварюванні усадкова сила (кгс), що діє по осі швів, дорівнює [2]:

після зварювання першого кутового шва

$$P_{yc1} = 1,7Dk^2, \quad (3.1)$$

після зварювання двома кутовими швами

$$P_{yc2} = 1,15 \cdot 1,7Dk^2, \quad (3.2)$$

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 усадкових сил, визначаються:

після зварювання першого шва

$$q_1 = \frac{9,6P_{yc1} \cdot e}{L^2}, \quad (3.3)$$

після зварювання обох швів

$$q_2 = \frac{9,6P_{yc2} \cdot e}{L^2}. \quad (3.4)$$

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 захоплень 12 повинна розвивати зусилля зчеплення з поясом тавра  $S_2 \geq q_2$  (кгс).

При зварюванні балки в затиснутому стані поперечна усадка кутового шва може викликати в металі шва небезпечні згинаючі напруги, що перевищують його межу плинності  $\sigma_T$ . Тому зусилля бічного притиску  $P_2$  (рис. 3.1) слід обмежувати умовою, щоб

створювані їм згинаючі напруги  $\sigma$  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  $\sigma = [\sigma]$ :

$$P_2 l_3 = W[\sigma], \quad (3.5)$$

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

Звідси допустима сила притиснення:

$$P_2 = \frac{bh^2[\sigma]}{6l_3}. \quad (3.6)$$

У розрахунку важільного притиску прийняти довжину шва  $b = 100$  см,  $h = 0,7$  см,  $l_3 = 19$  см и  $[\sigma] = 2000$  кгс/см<sup>2</sup>.

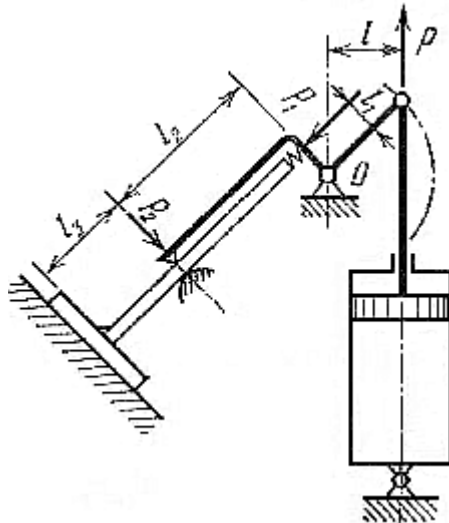


Рисунок 3.1 - Розрахункова схема важільного затискового пристрою для складання таврових балок

Якщо відома кутова деформація балки  $\alpha$  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 в не затиснутому стані ( $P_2 = 0$ ), в районі притисків 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:

$$\Delta = \Delta_0 - f = l_3 \operatorname{tg} \alpha - \frac{P_2 l_3^3}{3EJ} = l_3 \operatorname{tg} \alpha - \frac{4P_2 l_3^3}{Eb\delta^3}, \quad (3.7)$$

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

$\operatorname{tg} \alpha \cong 0,01$  – 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 притиском на кінці важеля і стінкою (під силою  $P_2$ ):

$$S_1 = P_1 + fP_2, \quad (3.8)$$

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

З урахуванням коефіцієнта запасу 1,25 знаходимо  $P_1$ :

$$P_1 = 1,25(S_1 - fP_2). \quad (3.9)$$

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

$$P = \frac{P_1 l_1 + P_2 l_2}{l}. \quad (3.10)$$

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  $Q$ , що сприймається шарніром, можна знайти аналітичним додаванням усіх діючих на важіль сил. При куті нахилу важеля по відношенню до осі штока приводу  $45^\circ$ :

$$Q = \sqrt{(P_1 + 0,7P)^2 + (P_2 + 0,7P)^2}. \quad (3.11)$$

Момент тертя на осі шарніра

$$M_{\text{тр}} = Qf_1r = f_1r\sqrt{(P_1 + 0,7P)^2 + (P_2 + 0,7P)^2}, \quad (3.12)$$

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:

$$P_{\text{тр}} = \frac{M_{\text{тр}}}{l} = f_1 \frac{r}{l} \sqrt{(P_1 + 0,7P)^2 + (P_2 + 0,7P)^2}. \quad (3.13)$$

Ця додаткова сила у відсотковому відношенні 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 масла), можна визначити його діаметр:

$$D = \sqrt{\frac{4P}{\pi q \eta}}, \quad (3.14)$$

де  $q = 20$  кгс/см<sup>2</sup> – тиск масла в циліндрі;

$\eta = 0,8$  – ККД приводу.

Хід поршня визначається з конструктивних міркувань (див. рис. 3.1) і може бути прийнятий  $h = 20$  см.

За цими параметрами підбирається готовий циліндр, що випускається промисловістю (ДСТУ 3317-96 (ГОСТ 16514-96)).

Перейдемо до розрахунку затискного пристрою поворотної балки (див. рис. 2.1). Пристрій складається із семи важільно-клішових захватів (рис. 3.2), розташованих на відстанях 1 м між собою.

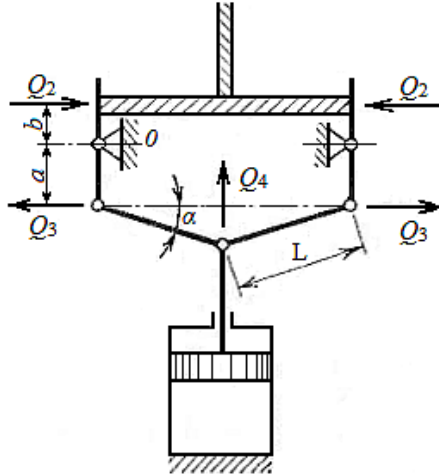


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема для важеля клішового затискного пристрою до кантувача за рис. 2.1

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

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

$$Q_2 = 0,5 \frac{S_2}{\mu}, \quad (3.15)$$

де  $\mu = 0,2$  – коефіцієнт зчеплення притискувачів з поясом балки.

Кожний притискувач (див. рис. 3.2) являє собою важіль першого роду, для якого зусилля притиснення (з урахуванням втрат на тертя в шарнірі) визначається формулою:

$$Q_3 = \frac{Q_2 b}{a - \frac{a+b}{b} f \cdot r}, \quad (3.16)$$

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. 3.2.

Далі визначаємо необхідне зусилля на штоку приводного циліндра, користуючись залежністю (3.17) для двохважельного шарнірного підсилювача з "ламким" важелем (див. рис. 3.2):

$$Q_4 = Q_3 \cdot 2 \operatorname{tg}(\alpha + \beta), \quad (3.17)$$

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

$d$  – діаметр осі шарніра, см.

У розглянутій конструкції  $\alpha = 15^\circ$ ,  $d = 3$  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  $\eta = 0,87$  (див. формулу 3.14).

Зусилля в опорному шарнірі  $Q_0$  (див. рис. 3.2) дорівнює

$$Q_0 = Q_2 + Q_3. \quad (3.18)$$

Вісі шарнірів повинні бути розраховані на вигин під дією зусиль  $Q_2$ ,  $Q_3$ ,  $Q_4$ ,  $Q_0$  і перевірені на питомий тиск в шарнірі.

Як приклад розглянемо перевірочний розрахунок вісі найбільш навантаженого опорного шарніра в точці  $O$ .

Вісь шарніра можна розглядати як балку на двох опорах з прольотом  $l$ , у якої сила  $Q_0$  рівномірно розподілена в середній частині вісі на довжині  $l_0$ , що дорівнює довжині маточини (ступиці) важеля. Для такої вісі найбільший згинальний момент:

$$M_{зг} = \frac{Q_0}{8} (2l - l_0). \quad (3.19)$$

Відповідна напруга вигину:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{0,1d^3} = \frac{Q_0(2l-l_0)}{0,8d^3} \leq [\sigma] \quad (3.20)$$

Цифрові значення величин, що входять у формулу:  $l = 5$  см,  $l_0 = 4$  см,  $d = 3$  см.

Отримане значення порівняти з табличною допустимою напругою  $[\sigma]$  для сталі 40 при статичному навантаженні при розтягуванні.

## 4 ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ

4.1. Вивчити конструкцію кондуктора для складання і зварювання таврових балок.

4.2. Виконати силовий розрахунок важільних притисків і вибрати стандартні елементи пристрою.

4.3. Виконати складальне креслення (формат А4-А3) кондуктора з важільними притисками за результатами розрахунків п. 4.2.

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

## 5 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

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

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

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

5.4. На які напруги розраховуються осі шарнірів розглянутих важільних систем?

## **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.