

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Запорізький національний технічний університет

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторної роботи № 1 "Розрахунок механічних
стендів з клавішними притискачами для листових
конструкцій"

з дисципліни

“Складально-зварювальне оснащення”

для студентів напряму підготовки 6.050504 "Зварювання"
усіх форм навчання

2015

Методичні вказівки до лабораторної роботи №1 "Розрахунок механічних стендів з клавішними притискачами для листових конструкцій" з дисципліни "Складально-зварювальне оснащення" для студентів напряму 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, канд. техн. наук

Розглянуто

на засіданні НМК кафедри ОТЗВ

Затверджено

на засіданні кафедри ОТЗВ

Протокол №2 від 29.10.2015 р.

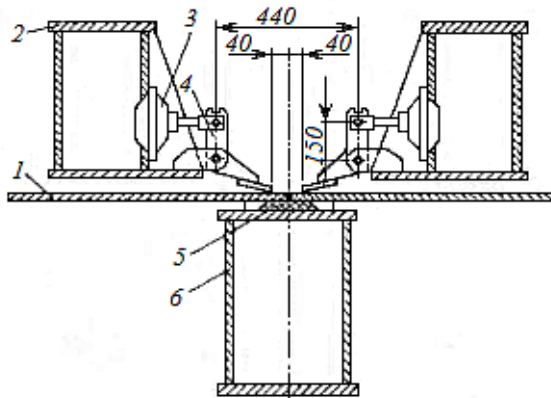
1 МЕТА РОБОТИ

Вивчення конструкції та освоєння основних принципів розрахунку клавішних притискачів.

2 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Серед різних затискних пристроїв, механічні притискачі найбільш досконалі і надійні в експлуатації. Одна з найбільш поширених конструкцій механічного затискного пристрою – **клавішний притискач**. У таких пристроях листи притискаються до складальної плити клавішними важелями, які перебувають під дією силових пневмо- або гідроциліндрів.

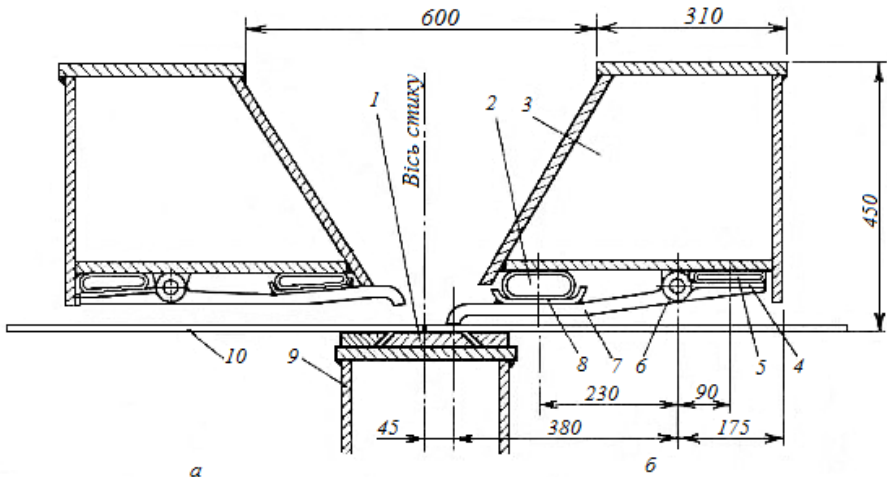
Силкові циліндри з успіхом можуть бути замінені на більш прості діафрагмові (мембранні) пневматичні камери (рис. 2.1).



1 – зварювані листи, 2 – верхня несуча балка, 3 – діафрагмова пневмокамера, 4 – притискний важіль–клавіша, 5 – мідна підкладка, 6 – нижня опорна балка

Рисунок 2.1 – Клавішний притискач з діафрагмовими камерами

Проте слід враховувати відомий конструктивний недолік таких камер, що полягає в їх відносно великому діаметрі в порівнянні з еквівалентним діаметром пневмо- і гідроциліндрів. Це іноді не дозволяє розташовувати їх в один ряд на досить близькій відстані одна від одної, обумовленій кроком клавіш. У цьому випадку виходом з положення може бути застосування прогумованих **шлангів** натомість силових циліндрів або діафрагмових камер (рис. 2.2).



a – у відключеному стані, *б* – в затиснутому стані

1 – мідна підкладка, 2 – притисний шланг, 3 – верхня балка, 4 – підкладка для зворотного шлангу, 5 – шланг звороту, 6 – шарнір клавіші, 7 – притисна клавіша, 8 – підкладка для притисного шлангу, 9 – нижня опорна балка, 10 – зварювані листи

Рисунок 2.2 – Клавішний притисач з пневмошланговим приводом

Один із шлангів (2 – основний) створює робочий тиск на клавіші 7, а інший (5 – допоміжний) слугує для повернення клавіш у вихідний, неробочий стан. Шланг повернення клавіш може бути замінений рядом пружин, як це зроблено у пристрої на рис. 3.1.

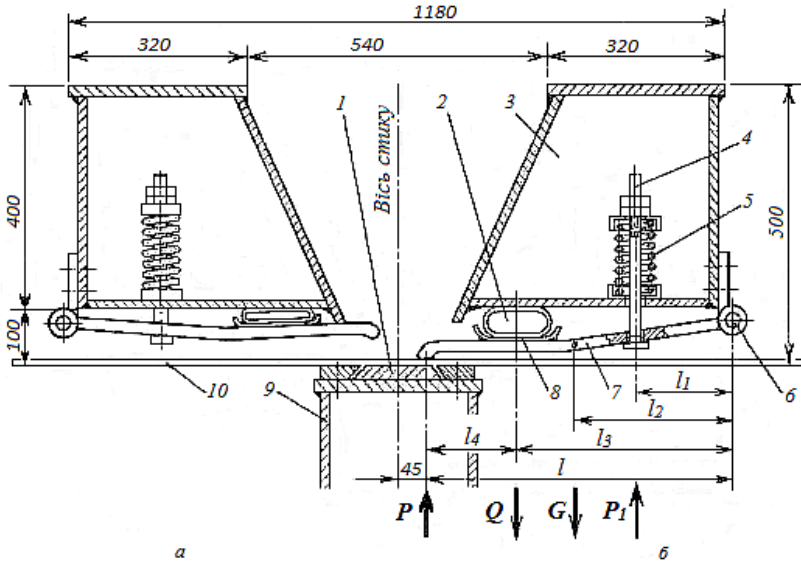
Пневмошлангові клавішні пристрої дуже прості по своїй конструкції, портативні і при порівняно невеликих розмірах можуть розвивати дуже великі зусилля на притисках (до 20 кН (2 тс) на 1 пог. м при тиску повітря в шлангу до 0,5 МПа (5 атм).

Клавішну систему складально–затискного пристрою з частим розташуванням клавіш рекомендується застосовувати для притиснення порівняно гнучких елементів (схильних до хвилястості).

З використання клавішних притисків проводиться не тільки складання листових полотниць і обичайок, але і їх зварювання. Тому несуча конструкція таких стендів оснащена рейковим шляхом для зварювального автомата, змонтованим паралельно осі стику на верхній балці клавішного затискного пристрою (на рисунках не вказано).

3 РОЗРАХУНОК КЛАВІШНИХ ПРИТИСКНИХ ПРИСТРОЇВ

Методика розрахунку дана стосовно типового затискного пристрою, представленого на рис. 3.1.



a – у відключеному стані, *б* – у затиснутому стані

1 – мідна підкладка, 2 – притискний шланг, 3 – верхня несуча балка, 4 – натяжний болт, 5 – зворотна пружина, 6 – шарнір притискної клавіші, 7 – притискна клавіша, 8 – підкладка шлангу, 9 – нижня опорна балка, 10 – зварювані листи

Рисунок 3.1 – Клавішний притискач зі зворотними пружинами

Розрахунок починається з визначення необхідних зусиль на клавішах притискача. Методи цього розрахунку викладені в [1, §9].

Якщо ж погонне зусилля притиснення кромки листа до нижньої опорної балки (на кінці клавіші) p (кгс/пог. см) задано, то необхідне зусилля шланга Q визначиться з рівняння моментів відносно вісь шарніра 6:

$$pl - Ql_3 - Gl_2 + p_1l_1 = 0, \quad (3.1)$$

звідки

$$Q = \frac{pl + p_1l_1 - Gl_2}{l_3}, \quad (3.2)$$

де G – вага клавiш i шлангу, яка приходитьcя на одиницю довжини, Н/м (або кгс/см);

l, l_1, l_2, l_3 – плечi дiї сил, м (або см) – див. рис. 3.1;

p_1 – опiр зворотних пружин, яке приходитьcя на одиницю довжини кромки, Н/м (кгс/см).

Зусилля зворотної пружини p_1 має бути достатнім для того, щоб подолати власну вагу клавiш i шланга, швидко витiснити повітря зi шланга i сплющити його (в неробочому стані). Для порівняно швидкого видалення повітря i сплющування шлангу потрібно прикласти до нього зусилля, що дорівнює приблизно 5% від корисного навантаження шланга Q . Отже, зусилля зворотної пружини p_1 при неробочому стані шлангу:

$$p_1 l_1 = G l_2 + 0,05 Q l_3, \quad (3.3)$$

звідки

$$p_1 = \frac{G l_2 + 0,05 Q l_3}{l_1}, \quad (3.4)$$

де l_3 – відстань від осi шарніра до центра ваги клавiш зi шлангом.

Вирішуючи сумісно рівняння (3.1) i (3.3), отримуємо:

$$p l - 0,95 Q l_3 = 0, \quad (3.5)$$

звідки

$$Q = 1,05 p \frac{l}{l_3}. \quad (3.6)$$

Підставивши цей вираз в (3.4), отримаємо формулу для розрахунку зусилля пружини, не залежне від Q :

$$p_1 = \frac{G l_2 + 0,05 p l}{l_1}. \quad (3.7)$$

З попереднього розрахунку [1] для клавiшного притискача, представлено на рис. 3.1, задано:

- необхідне погонне зусилля притиснення кромки листа до стенду $p = 20$ кгс/см;

- власна вага клавiш разом зi шлангом $G = 0,5$ кгс на одиницю довжини кромки;

- розміри плечей: $l = 55$ см, $l_1 = 17,5$ см, $l_2 = 29$ см, $l_3 = 39$ см, $l_4 = 16$ см.

З конструктивних міркувань, а також з умови рівномірного розподілу зусилля по довжині стику, крок клавiш обраний рівним $t = 25$ см. Отже, необхідний тиск шланга на кожну клавiшу буде

$$Q_{кл} = Q \cdot t. \quad (3.8)$$

Зусилля зворотної клавішної пружини:

$$P_{\text{пруж}} = p_1 \cdot t. \quad (3.9)$$

За умовами експлуатації стенду, а також зважаючи на можливу хвилястість листів достатньо, щоб вертикальний хід притискного кінця клавіші був 30 мм. До цієї величини треба розрахувати і додати величину вертикальної пружної деформації (прогин) несучих балок. Для цього необхідно виконати розрахунок верхньої і нижньої опорної балки на міцність і жорсткість.

3.1 Розрахунок верхньої опорної балки на міцність і жорсткість

Верхня балка є не тільки опорою затискного клавішного пристрою, але і одночасно служить несучою конструкцією для рейкового шляху зварювального автомата. Тому її необхідно розраховувати не тільки на міцність, але і на жорсткість, щоб пружна деформація не перевищувала допустимої величини, що обумовлено необхідною точністю положення електрода відносно лінії шва [1, 2]. Розрахункова схема верхньої опорної балки притискного пристрою показана на рис. 3.2.

Розглянутий пристрій призначений для складання і зварювання стикових з'єднань листів завдовжки до 6,5 м. Відповідно до цього розрахункова довжина верхніх балок обрана рівною $L = 7$ м.

Балка працює на згин і кручення.

Згин відбувається під дією рівномірно розподіленого навантаження

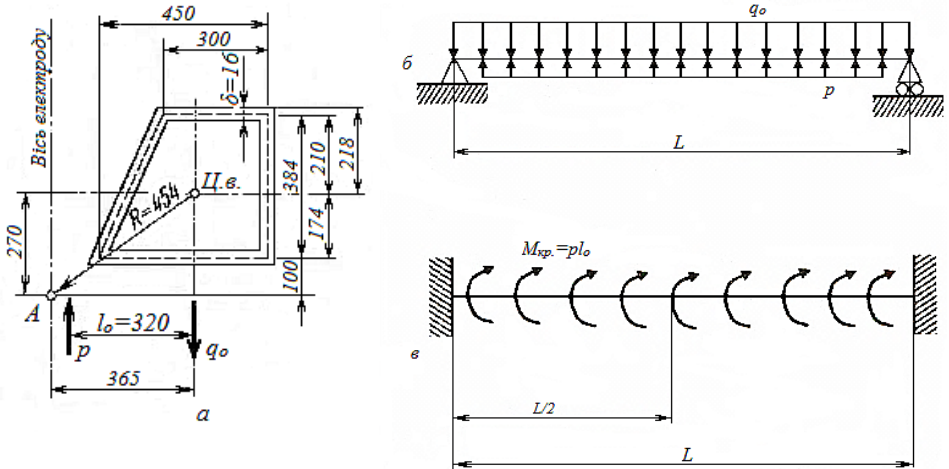
$$q = p - q_0, \quad (3.10)$$

де $q_0 = 3$ кгс/см – розподілене навантаження від власної ваги балки і закріплених на ній пристроїв.

Найбільший згинальний момент (рис. 3.2, б) буде посередині балки:

$$M_{\text{зг}} = \frac{q L^2}{8}, \quad (3.11)$$

де L – довжина балки між опорами, см.



a – поперечний переріз балки і схема розташування діючих сил, *б* – схема навантаження балки на згин, *в* – схема навантаження балки на скручування

Рисунок 3.2 – Розрахункові схеми верхньої опорної балки клавішного притискача

Максимальні напруження від згинального моменту:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W} \leq [\sigma]. \quad (3.12)$$

Момент опору:

$$W = \frac{J}{y_{max}}. \quad (3.13)$$

Момент інерції перерізу балки відносно горизонтальної вісі, що проходить через центр ваги перерізу, $J = 58520 \text{ см}^4$.

Найбільший прогин верхньої балки під дією рівномірно розподіленого навантаження q буде посередині її прольоту:

$$f_{в.б.} = \frac{5}{384} \frac{q L^4}{E J}. \quad (3.14)$$

У той же час балка працює на кручення від дії позачентрового навантаження на клавіші. Найбільший крутний момент діє не посередині прольоту балки, а на її кінцях і не збігається з дією найбільшого згинального моменту. У середньому перерізі балки крутний момент дорівнює нулю. У зв'язку з цим, вплив кручення на міцність балки є незначним і ним можна знехтувати, чого, однак не можна сказати про цей вплив на жорсткість балки.

Найбільший кут закручування буде посередині балки, де виникає максимальний прогин від скручування і згину.

Балка навантажена крутним моментом, рівномірно прикладеним по всій її довжині (див. рис. 3.2, в):

$$M_{\text{кр}} = pl_0. \quad (3.15)$$

З умови симетрії розглянутої балки і симетрії навантаження на кручення впливає, що ця двохопорна балка довжиною L для розрахунку на кручення може бути замінена еквівалентною консольною балкою довжиною $0,5L$, забитою в своїй опорі і навантаженою тим же моментом.

Найбільший крутний момент, що діє в затисненні (на опорі):

$$M_{\text{кр}} = m_{\text{кр}} \frac{L}{2} = \frac{pl_0 L}{2}. \quad (3.16)$$

Найбільші дотичні напруження від кручення будуть на опорі:

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{2F\delta} = \frac{pl_0 L}{4F\delta} \leq [\tau], \quad (3.17)$$

де F – площа, обмежена середньою (пунктирною) лінією, см^2 ;

δ – товщина стінки балки, см ;

l_0 – поперечне плече сили p відносно ц. т. (див. рис. 3.2, а), см .

Напруження кручення τ мале і їм можна знехтувати, тим більше, що воно не збігається по перетину з найбільшим нормальним напруженням згину $\sigma_{\text{зг}}$.

Кут закручування балки в її середині, рад.:

$$\alpha = \frac{p l_0 s L^2}{32 F^2 G \delta}, \quad (3.18)$$

де $s = 152 \text{ см}$ – довжина середньої лінії поперечного перетину балки;

$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ – модуль зсуву, МПа ($800\,000 \text{ кгс/см}^2$);

E – модуль пружності сталі, МПа ($2,1 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2$);

ν – коефіцієнт Пуассона (для сталі $\nu = 0,28$).

Найбільша деформація кручення α збігається (по перетину) з найбільшим прогином балки посередині прольоту. Тому необхідно підсумовувати її деформуючу дію з дією вигину.

Зробимо розрахунок відхилення кінця електрода A (рис. 3.2, а) по вертикалі і горизонталі при спільній дії вигину і кручення. Це відхилення буде максимальним при знаходженні зварювального автомата на середині балки.

Найбільший вигин балки $f_{\text{в.б}}$ ми визначимо за формулою (3.14).

В результаті скручування балки кінець електроду A відхилиться уверх по дузі окружності, описаній радіусом R з центру кручення (ц. т.). Це переміщення по дузі окружності буде дорівнювати:

$$j = R \propto. \quad (3.19)$$

Вертикальна j_B і горизонтальна j_T складові цього переміщення визначають по формулах:

$$j_B = H \propto, \quad (3.20)$$

$$j_T = B \propto, \quad (3.21)$$

де H и B – відповідно відстань від ц. в. балки до осі зварного шву і вісі електроду (див. рис. 3.2, a), см.

Сумарне вертикальне переміщення електродного мундштука вгору і відповідне збільшення вильоту електрода

$$h_B = f_{в.б.} + j_B. \quad (3.22)$$

Горизонтальне переміщення електроду від осі зварюваного стику

$$h_T = j_T. \quad (3.23)$$

Ці відхилення мають бути не вище допустимих по технології зварювання. Тому для їх зменшення або повного усунення рекомендується при монтажі напрямних рейок для зварювального автомата встановлювати і закріплювати їх на балці при включеному затискному пристрої, тобто при робочому (вигнутому) стані балки.

3.2 Розрахунок нижньої опорної балки на міцність і жорсткість

У стаціонарних затискних пристроях, встановлених прямо на підлозі цеху, нижня поздовжня балка 9 (рис. 3.1) кріпиться на жорсткій основі, і тому її деформації і напруження практично можуть бути зведені до нуля шляхом відповідного підсилення фундаменту.

Якщо ж нижня балка встановлюється на окремих опорах, то її розрахунок на міцність і жорсткість набуває важливого значення. У цьому випадку нижню балку слід розглядати як балку, яка опирається по кінцях і навантажену рівномірно розподіленим навантаженням, яке значно перевищує навантаження верхньої балки (рис. 3.3):

$$q = 2p + q_0 + q_1, \quad (3.24)$$

де q_0 – власна погонна вага нижньої балки, кг/см;

q_1 – погонна вага зварюваних виробів (листів), кг/см.

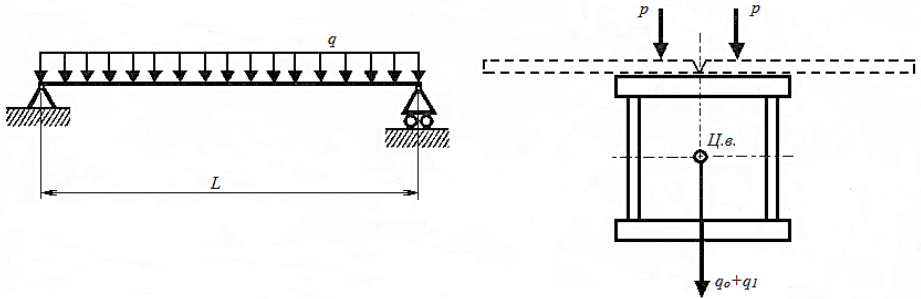


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема нижньої опорної балки затискного пристрою

Максимальний згинальний момент посередині прольоту балки L

$$M_{зг} = \frac{qL^2}{8} = \frac{(2p+q_0+q_1)L^2}{8}. \quad (3.25)$$

Максимальні напруження від дії згинального моменту

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W} \leq [\sigma]. \quad (3.26)$$

Максимальний прогин нижньої балки буде посередині прольоту і визначається відомою формулою:

$$f_{н.б.} = \frac{5}{384} \frac{qL^4}{EJ} = \frac{5}{384} \frac{(2p+q_0+q_1)L^4}{EJ}. \quad (3.27)$$

Розрахунковий прогин балки не повинен перевищувати допустимого

$$f_{доп} \leq \frac{1}{500} L. \quad (3.28)$$

Для практичного розрахунку на міцність і жорсткість (без урахування ваги зварюваних листів, $q_1 = 0$) прийняти наступні параметри нижньої балки коробчастого перерізу (рис. 3.3):

- висота балки – 700 мм;
- товщина стінок – 16 мм;
- ширина балки – 300 мм;
- товщина поясів – 24 мм.

Момент інерції перерізу $J = 239\,000 \text{ см}^4$, момент опору $W = 6800 \text{ см}^3$.

Отже, тепер можна визначити, чому рівна сумарна зміна вильоту електрода в результаті пружного деформування (прогину) верхньої та нижньої балок і скручування верхньої балки:

$$h_{ел} = h_{в} + f_{н.б.} = f_{в.б.} + j_{в} + f_{н.б.} \quad (3.29)$$

Зміна вильоту електрода $h_{ел}$ повинна бути менше величини допустимої по технології зварювання.

Для розглянутого пристрою при автоматичному зварюванні під флюсом допускається відхилення вильоту електрода від номіналу ± 5 мм, сумарно – 10 мм.

Таким чином, загальний рух клавiш: $h_k = 30 + 10 = 40$ мм.

З урахуванням співвідношення плече важеля – клавiша, відповідний хід шлангу буде дорівнювати:

$$h = h_k \frac{l_3}{l}, \quad (3.30)$$

а хід зворотної пружини:

$$x = h_k \frac{l_1}{l}. \quad (3.31)$$

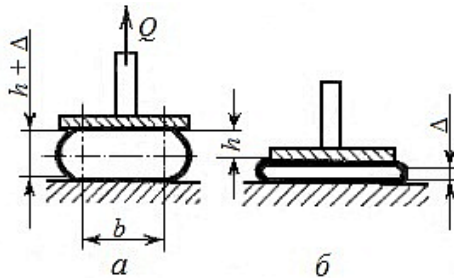
При тиску стиснутого повітря $q = 5$ атм (0,5 МПа) необхідний діаметр шланга визначається по формулі (рис. 3.4):

$$d_{ш} = \frac{2Q}{\pi q} + h + \Delta, \quad (3.32)$$

де h – вертикальний робочий хід шлангу, см;

$\Delta = 3 \dots 5$ мм – залишковий зазор всередині порожнини сплющеного шлангу в його неробочому стані.

На основі розрахунку $d_{ш}$ вибираємо прогумований пожежний рукав по ГОСТ 7877-75.



a – у робочому стані, b – у неробочому стані

Рисунок 3.4 – Розрахункова схема пневмошлангового приводу

Далі перевіряється міцність клавiші на згин під дією зусилля шлангового приводу. Пластина клавiші 7 (див. рис. 3.1) навантажена на своєму притискному кінці силою $P = pt$, де $t = 25$ см – крок клавiш. Найбільший згинальний момент діє під шлангом: $M_{зг} = Pl_4$. При ширині пластини клавiші $b = 10$ см і товщині $\delta = 2$ см напруження згину:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W} = \frac{6M_{зг}}{b\delta^2} \leq [\sigma]. \quad (3.33)$$

При дотриманні умови міцності (3.33) обрані розміри клавiш не змінюються, при не дотриманні – збільшуємо площу поперечного перерізу пластини клавiші або змінюємо матеріал клавiші на матеріал з більш високими допустимими напругами $[\sigma]$.

Розміри зворотної клавiшної пружини підбираються або розраховуються по необхідному зусиллю $P_{\text{пруж}}$ і ходу пружини x . Підбір пружини виконується по ГОСТ 13764-86 – 13776-86 на гвинтові циліндричні пружини.

При розрахунку пружини користуємося відомими методиками розрахунку деталей машин.

4 ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ

4.1. Вивчити конструкції клавiшних затискних пристроїв.

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

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

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

5 КОНТРОЛЬНІ ЗАПИТАННЯ

5.1. Якими приводами можуть приводитися в дію клавiшні притиски? Їх переваги і недоліки.

5.2. Поясніть принцип дії пневмошлангових клавiшних притисків.

5.3. Які елементи механічних стендів з клавiшними притисками підлягають розрахунку?

5.4. У чому принципова відмінність у розрахунках на міцність і жорсткість верхньої та нижньої опорних балок стендів з клавiшними притисками?

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. Карпенко А.С. Технологічна оснастка у зварювальному виробництві / 2-ге 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.