

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичної роботи №1
«Методика розрахунку механічних стендів з клавішними
притискачами для листових конструкцій»

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 №1 «Методика розрахунку механічних стендів з клавiшними притискачами для листових конструкцій» 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. – 16 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.

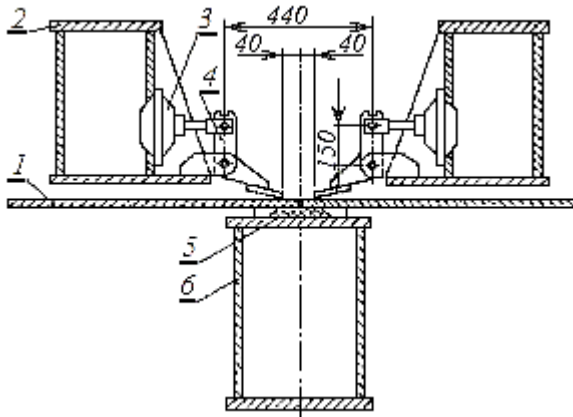
1 МЕТА РОБОТИ

Вивчення конструкції та освоєння методики розрахунку клавішних притискачів.

2 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ

Серед різних затискних пристроїв, механічні притискачі найбільш досконалі та 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.

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

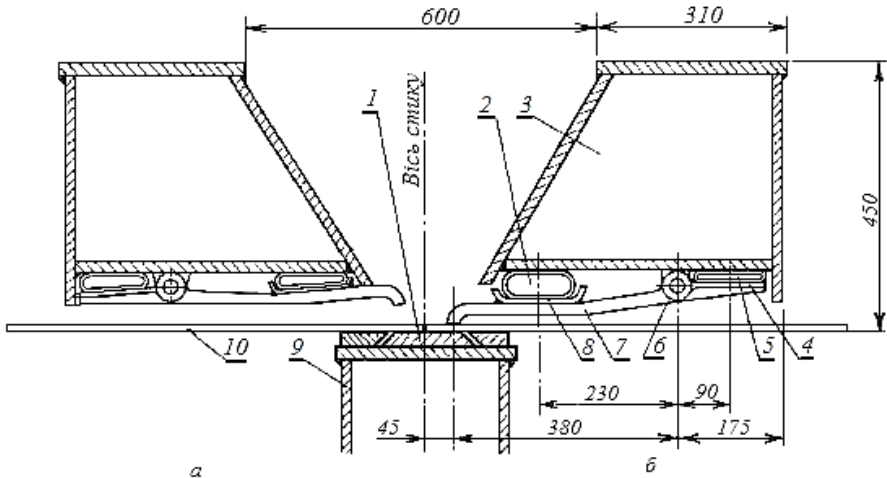


- 1 – зварювані листи, 2 – верхня несуча балка, 3 – діафрагмова пневмокамера, 4 – притискний важіль–клавіша, 5 – мідна підкладка, 6 – нижня опорна балка

Рисунок 2.1 – Клавішний притискач з діафрагмовими камерами [1]

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** замість силових циліндрів або діафрагмових камер (рис. 2.2).



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

1 – мідна підкладка, 2 – притискний шланг, 3 – верхня балка, 4 – підкладка для допоміжного шлангу, 5 – допоміжний шланг, 6 – шарнір клавіші, 7 – притискна клавіша, 8 – підкладка для притискного шлангу, 9 – нижня опорна балка, 10 – зварювані листи

Рисунок 2.2 – Клавішний притискач з пневмощланговим приводом [1]

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. 5.1.

Пневмощлангові клавішні пристрої дуже прості по своїй конструкції, портативні і, при порівняно невеликих розмірах, можуть розвивати дуже великі зусилля на притискачах (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 використанням клавішних притискачів проводиться не тільки складання листових полотнищ 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 ЗАВДАННЯ НА ПІДГОТОВКУ ДО ПРАКТИЧНОЇ РОБОТИ

Перед початком виконання практичної роботи студент зобов'язаний вивчити дані методичні вказівки, ознайомитися з конструкціями та методикою розрахунку клавішних притискачів [1, §§6, 9, 14; 2 §§3.5-3.7, 7.24, розділ 5], 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 ПІДГОТОВЛЕНOSTІ СТУДЕНТІВ ДО РОБОТИ

1. Якими приводами можуть приводитися в дію клавішні притиски? Їх переваги і недоліки.

2. Поясніть принцип дії пневмошлангових клавішних притискачів.

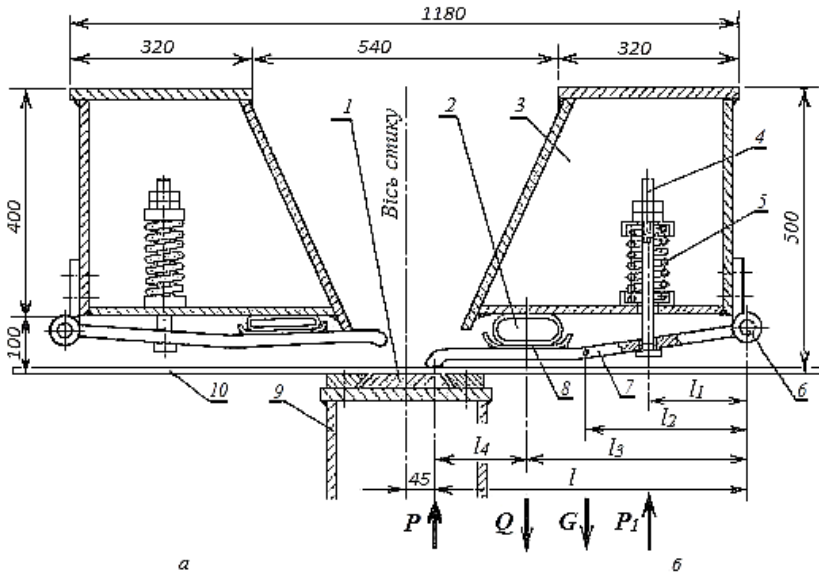
3. Які елементи механічних стендів з клавішними притискачами підлягають розрахунку?

4. У чому принципова відмінність у розрахунках на міцність і жорсткість верхньої та нижньої опорних балок стендів з клавішними притискачами?

5 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ КЛАВІШНИХ ПРИТИСКУВАЧІВ ЗІ ЗВОТНИМИ ПРУЖИНАМИ

Методика розрахунку дана стосовно типового затискного пристрою, представленого на рис. 5.1.

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



а – 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 5.1 – Клавішний притискач зі зворотними пружинами [1]

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 вісі шарніра 6:

$$pl - Ql_3 - Gl_2 + p_1l_1 = 0, \quad (5.1)$$

звідки

$$Q = \frac{pl + p_1l_1 - Gl_2}{l_3}, \quad (5.2)$$

де G – вага клавіші і шлангу, яка приходить на одиницю довжини, Н/м (або кгс/см);

l, l_1, l_2, l_3 – плечі дії сил, м (або см) – рис. 5.1;

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

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

$$p_1 l_1 = G l_2 + 0,05 Q l_3, \quad (5.3)$$

звідки

$$p_1 = \frac{G l_2 + 0,05 Q l_3}{l_1}, \quad (5.4)$$

де l_3 – відстань від осі шарніра до центра ваги клавiш зі шлангом.

Вирішуючи сумісно рівняння (5.1) і (5.3), отримуємо:

$$p l - 0,95 Q l_3 = 0, \quad (5.5)$$

звідки

$$Q = 1,05 p \frac{l}{l_3}. \quad (5.6)$$

Підставивши цей вираз в (5.4), отримаємо формулу для розрахунку зусилля пружини, не залежне від Q :

$$p_1 = \frac{G l_2 + 0,05 p l}{l_1}. \quad (5.7)$$

З попереднього розрахунку [1] для клавiшного притискача, представленого на рис. 5.1, задано:

- необхідне погонне зусилля притиснення кромки листа до стенду $p = 200$ Н/см (20 кгс/см);
- власна вага клавiш разом зі шлангом $G = 5$ Н (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

$$Q_{\text{кл}} = Q \cdot t. \quad (5.8)$$

Зусилля зворотної клавiшної пружини:

$$P_{\text{пруж}} = p_1 \cdot t. \quad (5.9)$$

За умовами експлуатації стенду, а також зважаючи на можливу хвилястість листів достатньо, щоб вертикальний хід притискного кінця клавiші 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.

5.1 Розрахунок верхньої опорної балки на міцність і жорсткість

Верхня балка є не тільки опорою затискного клавiшного 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. 5.2.

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

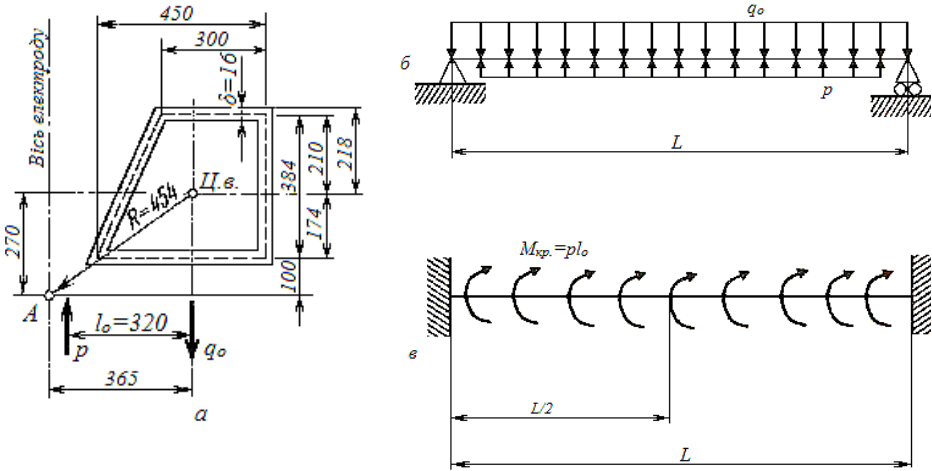
$$q = p - q_0, \quad (5.10)$$

де $q_0 = 30 \text{ Н/см}$ (3 кгс/см) – розподілене навантаження від власної ваги балки і закріплених на ній пристроїв.

Найбільший згинальний момент (рис. 5.2, б) буде посередині балки:

$$M_{зг} = \frac{q L^2}{8}, \quad (5.11)$$

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 5.2 – Розрахункові схеми верхньої опорної балки клавішного притискача [1]

Максимальні напруження від згинального моменту:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W} \leq [\sigma]. \quad (5.12)$$

Момент опору:

$$W = \frac{J}{y_{max}}. \quad (5.13)$$

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:

$$f_{\text{в.б.}} = \frac{5}{384} \frac{q L^4}{E J}. \quad (5.14)$$

У той же час балка працює на **кручення** від дії позacentрового 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 (рис. 5.2, в):

$$m_{\text{кр}} = p l_0. \quad (5.15)$$

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

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

$$M_{\text{кр}} = m_{\text{кр}} \frac{L}{2} = \frac{p l_0 L}{2}. \quad (5.16)$$

Найбільші дотичні напруження від кручення будуть на опорі:

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{2F\delta} = \frac{p l_0 L}{4F\delta} \leq [\tau], \quad (5.17)$$

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

δ – товщина стінки балки, см ;

l_0 – поперечне плече сили p відносно ц. в. (рис. 5.2, а), см .

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

Кут закручування балки в її середині, рад.:

$$\alpha = \frac{p l_0 s L^2}{32 F^2 G \delta}, \quad (5.18)$$

де $s = 152$ см – довжина середньої лінії поперечного перетину балки;

$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$ – модуль зсуву, МПа (800 000 кгс/см²);

E – модуль пружності сталі, МПа (2,1·10⁶ кгс/см²);

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. 5.2, a) по вертикалі і горизонталі при спільній дії вигину і кручення. Це відхилення буде максимальним при знаходженні зварювального автомата на середині балки.

Найбільший вигин балки $f_{в.б.}$ визначимо за формулою (5.14).

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

$$j = R \alpha. \quad (5.19)$$

Вертикальна j_v і горизонтальна j_{Γ} складові цього переміщення визначають по формулах:

$$j_v = H \alpha, \quad (5.20)$$

$$j_{\Gamma} = B \alpha, \quad (5.21)$$

де H и B – відповідно відстань від ц. в. балки до осі зварного шву і вісі електрода (рис. 5.2, a), см.

Сумарне вертикальне переміщення електродного мундштука вгору і відповідне збільшення вильоту електрода:

$$h_v = f_{в.б.} + j_v. \quad (5.22)$$

Горизонтальне переміщення електроду від осі зварюваного стику:

$$h_r = j_r. \quad (5.23)$$

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.

5.2 Розрахунок нижньої опорної балки на міцність і жорсткість

У стаціонарних затискних пристроях, встановлених прямо на підлозі цеху, нижня поздовжня балка 9 (рис. 5.1) 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. 5.3):

$$q = 2p + q_0 + q_1, \quad (5.24)$$

де q_0 – власна погонна вага нижньої балки, Н/см (або кгс/см);

q_1 – погонна вага зварюваних виробів (листів), Н/см (або кгс/см).

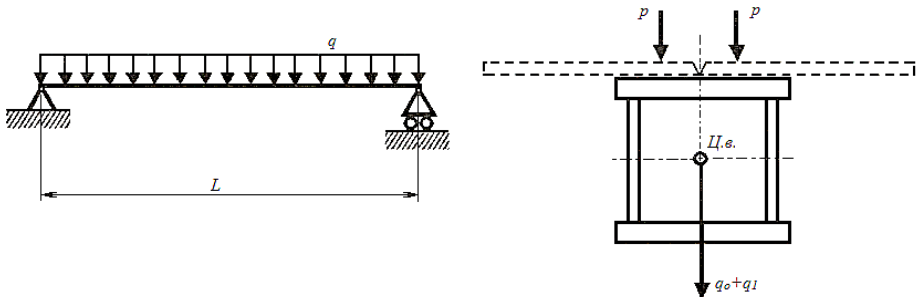


Рисунок 5.3 – Розрахункова схема нижньої опорної балки затискного пристрою [2]

Максимальний згинальний момент посередині прольоту балки L :

$$M_{зг} = \frac{qL^2}{8} = \frac{(2p+q_0+q_1)L^2}{8}. \quad (5.25)$$

Максимальні напруження від дії згинального моменту:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W} \leq [\sigma]. \quad (5.26)$$

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

$$f_{н.б.} = \frac{5}{384} \frac{qL^4}{EJ} = \frac{5}{384} \frac{(2p+q_0+q_1)L^4}{EJ}. \quad (5.27)$$

Розрахунковий прогин балки не повинен перевищувати допустимого:

$$f_{доп} \leq \frac{1}{500} L. \quad (5.28)$$

Для практичного розрахунку на міцність і жорсткість (без урахування ваги зварюваних листів, $q_1 = 0$) прийняти наступні параметри нижньої балки коробчастого перерізу (рис. 5.3):

- 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, яка сумарна зміна вильоту електрода $h_{ел}$ в результаті пружного деформування (прогину) верхньої та нижньої балок і скручування верхньої балки:

$$h_{ел} = h_{в} + f_{н.б.} = f_{в.б.} + j_{в} + f_{н.б.} \quad (5.29)$$

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 $\pm 5\text{ мм}$, сумарно – 10 мм.

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

З урахуванням співвідношення плече важеля – клавiша, відповідний хiд шлангу буде дорiвнювати:

$$h = h_k \frac{l_3}{l}, \quad (5.30)$$

а хiд зворотної пружини:

$$x = h_k \frac{l_1}{l}. \quad (5.31)$$

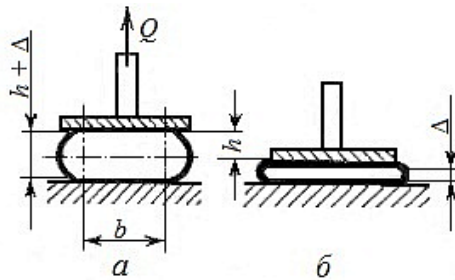
При тиску стиснутого повітря $q = 0,5$ МПа (5 атм) необхідний діаметр шланга визначається за формулою (рис. 5.4):

$$d_{\text{ш}} = \frac{2Q}{\pi q} + h + \Delta, \quad (5.32)$$

де h – вертикальний робочий хiд шлангу, см;

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

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



a – у робочому стані, b – у неробочому стані

Рисунок 5.4 – Розрахункова схема пневмошлангового приводу [1]

Далі перевіряється міцність клавiші на згин під дією зусилля шлангового приводу. Пластина клавiші 7 (рис. 5.1) навантажена на своєму притискному кінці силою $P = pt$, де $t = 25$ см – крок клавiш. Найбільший згинальний момент діє під шлангом: $M_{\text{зг}} = Pl_4$. При

ширині пластини клавіші $b = 10$ см і товщині $\delta = 2$ см напруження згину:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W} = \frac{6M_{зг}}{b\delta^2} \leq [\sigma]. \quad (5.33)$$

При дотриманні умови міцності (5.33) обрані розміри клавіш не змінюються, при не дотриманні – збільшуємо площу поперечного перерізу пластини клавіші або змінюємо матеріал клавіші на матеріал з більш високими допустимими напруженнями $[\sigma]$.

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

При розрахунку пружини користуємося відомими методиками розрахунку деталей машин.

6 ВКАЗІВКИ З ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ

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 ураження електричним струмом студенти повинні діяти у відповідності із затвердженими інструкціями з охорони праці та пожежної безпеки.

7 ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ

1. Вивчити конструкції, принципи дії та методику розрахунку клавішних затискних пристроїв.

2. Виконати силовий розрахунок клавiшних притискiв i вибрати стандартнi елементи пристрою (пневмошланга, пружина).

3. Виконати складальне креслення (формат А4–А3) клавiшного притиску за результатами розрахункiв роздiлу 5.

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

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

1. Карпенко А.С. Технологiчна оснастка у зварювальному виробництвi / 2-ге видання, перобл. та доповн.: Навч. посiбник / А.С. Карпенко. К.: Арістей, 2006. 272 с.