

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Національний університет «Запорізька політехніка»**

**Методичні вказівки**

до практичних занять з курсу  
«Проектування та розрахунок штампового  
оснащення для холодного штампування»  
для студентів спеціальності 131 Прикладна механіка,  
спеціалізації «Обладнання та технології пластичного  
формування конструкцій машинобудування»  
всіх форм навчання  
Частина III

**2020**

Методичні вказівки до практичних занять з курсу «Проектування та розрахунок штампового оснащення для холодного штампування» для студентів спеціальності 131 Прикладна механіка, спеціалізації «Обладнання та технології пластичного формування конструкцій машинобудування» всіх форм навчання Частина III /Укл. В.І. Дубина, В.В. Широкобоков. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2020. – 35 с.

Укладачі:

В.І. Дубина, проф., к.т.н.

В.В. Широкобоков, доц., к.т.н.

Рецензент:

А.Ю. Матюхін, доц., к.т.н.

Відповідальний за випуск:

В.В. Широкобоков, доц., к.т.н.

Затверджено  
на засіданні кафедри ОМТ  
протокол № 2 від 21.09.2020

Рекомендовано до видання  
НМК машинобудівного факультету  
протокол № 2 від 29.10.2020

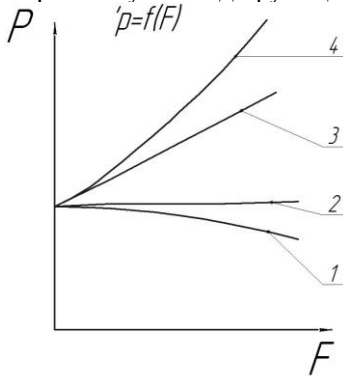
**ЗМІСТ**

<b>4 ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ ШТАМПІВ .....</b>	<b>54</b>
<b>ЛІТЕРАТУРА.....</b>	<b>85</b>

#### 4 ПРУЖНІ ЕЛЕМЕНТИ ШТАМПІВ

Для притискання штампованого матеріалу, для зняття матеріалу з пуансона, для виштовхування готових виробів з матриці і т.д. використовуються різні буферні пристрої. По принципу дії їх можливо розділити на дві основні групи: зі змінним та постійним робочим тиском. Для перших амортизаторами служать пружини, гума або поліуретан, а для других – стисне повітря та рідина. У буферів зі змінним робочим тиском, величина розвинутого зусилля  $P$  пропорційна величині робочого ходу  $F$ , а у буферів з постійним тиском однаково на всьому робочому ході.

На рис. 4.1 показана технологічна характеристика різних буферів, які можливо виразити у вигляді функції  $P = f(F)$ .



1 – важільно-пружинний; 2 – пневматичний; 3 – пружинний;  
4 – гумовий.

Рисунок 4.1 - Характеристики різних буферних пристроїв

Пружні елементи використовують у зібраному виді (наприклад буфери) і у вигляді окремих пружин. На буфери зі змінним робочим тиском для штампів листового штампування створені ГОСТ 22183-83 – ГОСТ 22202-83. Згідно цих ГОСТ буферні пристрої розподіляються на буфери:

1. з гвинтовими циліндричними пружинами з суцільним стержнем-штоком (рис. 4.2, а);

2. з гвинтовими циліндричними пружинами з провальним отвором – трубчастим штоком, який використовується для виймання відходів після вирубки або пробивки (рис. 4.2, б);

3. з тарільчатими пружинами (рис. 4.2, в);
4. з гумовими або з поліуретановими буферами з суцільним штоком (рис. 4.2, г);
5. з поліуретановими буферами з провальним отвором (рис. 4.2, д).

В ГОСТ приведені конструкція і розміри буферів.

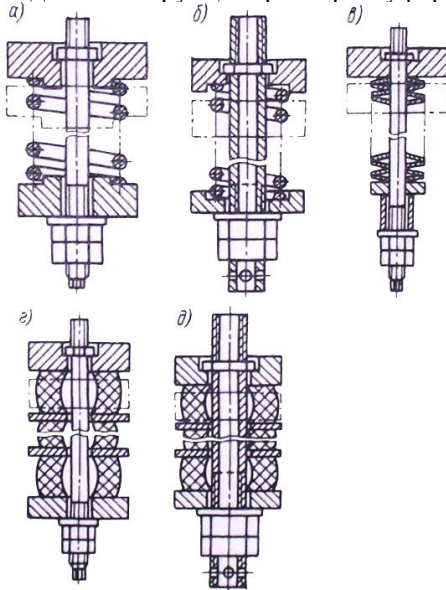


Рисунок 4.2 - Типові конструкції буферів

Для гвинтових циліндричних пружин найбільше зусилля  $P_{\max}$ , розвинуте буфером при найбільшій робочій деформації в залежності від їх розмірів, складає 5-16000 Н:

- для гвинтових циліндричних пружин з провальним отвором  $P_{\max} = 3150-16000$  Н;
- для тарільчатих пружин  $P_{\max} = 3500-66000$  Н;
- для гумових буферів  $P_{\max} = 1270-41800$  Н;
- для поліуретанових буферів  $P_{\max} = 3160-94300$  Н.

Гвинтові циліндричні пружини для штампів працюючи на тиск виготовляються з проволочи різних перерізів: круглого, квадратного, прямокутного та ін. (ГОСТ 18793-73). Пружини виготовляються зі

сталі марок 65Г, 60С2, 60С2А. Пружини загартовують в маслі з відпуском (HRC 38-45).

Часто гвинтові циліндричні пружини виготовляють одинарними, рідко зібраними в комплекти із двох або трьох пружин. За допомогою цих пружин приводиться в дію більшість знімачів, скидачів і інших деталей штампа. При виборі і призначенні пружин варто звертати увагу на їхню відносну жорсткість, що залежить від величини загального числа витків і від відношення діаметра пружини до перетину дроту. Заданий кінцевий тиск може бути забезпечений різною величиною попереднього натягу. Чим більше запас ходу, тим пружина більш еластична і вище її стійкість.

Однак це збільшує габаритні розміри штампа (частіше по висоті), в результаті проєктант змушений обмежувати довжину пружини. Загальну довжину пружини у вільному стані  $H_0$  (рис. 4.3) розраховують із обліком трьох величин: довжини робочого ходу  $F_2$ , попереднього натягу  $F_1$  і деякого запасу ходу на переточку інструменту  $F_3$ .

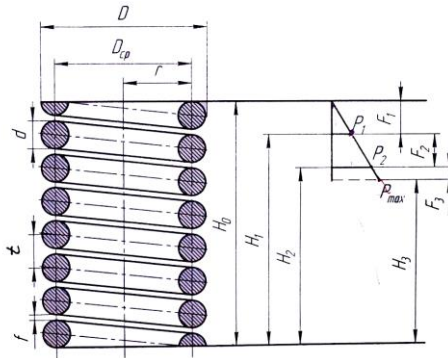


Рисунок 4.3 - Циліндрична пружина

Для визначення попереднього натягу  $F_1$  варто користуватися графіками зусиль пружин, які приводяться у відповідних стандартах, при відсутності графіків використовують одну із формул:

$$F_1 = \frac{P_1 \cdot F}{P_{max}} \quad (4.1)$$

$$F_1 = 0,5 \cdot F \quad (4.2)$$

де  $F$  – повний припустимий стиск пружини, мм.

$$F = F_1 + F_2 + F_3 \quad (4.3)$$

$F_1$  – зусилля пружини, яке необхідно для початку робочого ходу, Н;

$F_{\max}$  – зусилля пружини при повному стиску на величину  $F$ , Н.

Зусилля  $F_{\max}$  вибирають у відповідних стандартах на пружини, при відсутності стандартів використовують просту залежність:

$$P_{\max} = \frac{P_2}{1 - \delta} \quad (4.4)$$

де  $P_2$  – зусилля пружини при робочій деформації, Н;

$\delta$  – відносний інерційний зазор;

$\delta = 0,05 \dots 0,25$  – для пружин стиску I і II класів;

$\delta = 0,1 \dots 0,40$  – для пружин стиску III класу.

Значення зусилля пружини  $P_{\max}$  визначають для обох межових значень відносного інерційного зазору  $\delta$ . Зусилля  $P_1$  – попереднього стиску пружини, можливо знайти за наступними залежностями різних операцій листового штампування.

Знайдемо  $P_1$  для операції вирубкки, пробивки. Звісно, що кожна пластична деформація металу, у тому числі і деформація яка виникає у процесі вирубкки, супроводжується пружним формозмінням. При нормальному зазорі між пуансоном та матрицею це може привести до деякого збільшення поперечних розмірів заготовки, що вирубкається та зменшення розмірів отвору, в результаті чого заготовка залишається в матриці, а відхід охоплює пуансон (рис. 4.4).

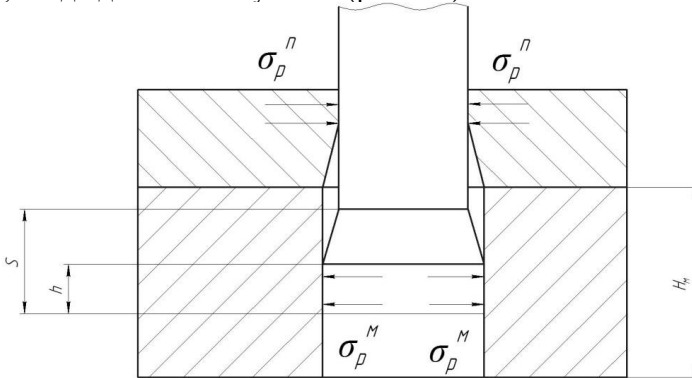


Рисунок 4.4 - Схема процесу вирубкки

Розглянуте явище викликає виникнення нормальних напружень  $\sigma_p^I$  та  $\sigma_p^M$  на поверхні контакту заготовки та матриці, відходу та пуансону, а отже, і сил тертя на цих поверхнях.

Таким чином, при ході повзуна преса вниз, йому необхідно подолати опір матеріалу вирубки пробивки, опір сил тертя проштовхуванню заготовки крізь отвір в матриці та опір сил тертя, які прикладені на поверхні контакту пуансона і відходу, а при зворотному ході вгору – опір сил тертя зйому (зняття) відходу з пуансона.

Знання зусиль проштовхування та зйому, дозволяє провести розрахунки на міцність окремих деталей вирубки штампів (зйомника та його пружин, виштовхувала та його пружини, пуансонотримача та деталей їх кріплення та ін.)

Якщо враховувати, що відхід матеріалу торкається з пуансоном тільки в межах блискучого пояса висотою  $h$ , а максимальна величина нормального напруження  $\sigma_p^I = \sigma_s$ , то відповідно робіт Є.О. Попова [5], формула для визначення зусилля зйому має вигляд:

$$P_{zn} = L \cdot h \cdot \mu \cdot \sigma_s \quad (4.5)$$

де  $L$  – довжина контуру деталі, що вирубається, мм;

$h$  – висота блискучого пояса, мм

$h = (0,2 \dots 0,8)S$ ;

$\mu$  – коефіцієнт тертя;

$\sigma_s$  – гранична текучість, МПа.

Приймаючи  $h = 0,3S$ ;  $\mu = 0,2$ ;  $\sigma_s = \sigma_{zp}$  отримаємо:

$$P_{zn} = L \cdot 0,3S \cdot 0,2 \cdot \sigma_{zp} = 0,06 \cdot L \cdot S \cdot \sigma_{zp} = 0,06P_0 \quad (4.6)$$

На основі експериментальних та дослідних даних:

$$P_{zn} = K_{zn} \cdot P_0 \quad (4.7)$$

Зусилля проштовхування можна визначити по формулі:

$$P_{np} = K_{np} \cdot P_0 \cdot \frac{H_M}{S} \quad (4.8)$$

де  $K_{zn}$ ,  $K_{np}$  – коефіцієнти зусилля зняття і проштовхування, які приведені в табл. 4.1 [1]



$P_0$  – зусилля деформації, Н;

$H_M$  – висота матриці, мм;

$S$  – товщина матеріалу, що штампується.

**Таблиця 4.1 - Коефіцієнти зняття  $K_{zn}$  і проштовхування  $K_{np}$**

Метал, що штампується	$K_{zn}$	$K_{np}$
Сталь	0,04...0,1	0,03...0,06
Латунь	0,02...0,04	0,025...0,05
Алюміній	0,015...0,05	0,03...0,06
Мідь	0,025...0,05	0,03...0,06

Зусилля  $P_1$  і  $P_2$  при знятті деталі знайдемо по формулі:

$$P_1 = K_{zn(\min)} \cdot P_0 \quad (4.9)$$

$$P_2 = K_{zn(\max)} \cdot P_0 \quad (4.10)$$

Зусилля  $P_1$  і  $P_2$  при проштовхуванні деталі скрізь матрицю знайдемо по формулі:

$$P_1 = K_{np(\min)} \cdot P_0 \cdot \frac{H_M}{S} \quad (4.11)$$

$$P_2 = K_{np(\max)} \cdot P_0 \cdot \frac{H_M}{S} \quad (4.12)$$

де  $K_{np(\min)}$ ,  $K_{zn(\min)}$ ,  $K_{np(\max)}$ ,  $K_{zn(\max)}$  – коефіцієнти, які відповідають мініимальному та максимальному значенням величин, які приведені в табл. 4.1.

Зусилля  $P_1$  і  $P_2$  при гнутті знайдемо по формулам:

$$P_1 = 0,2 \cdot P_G \quad (4.13)$$

$$P_2 = 0,3 \cdot P_G \quad (4.14)$$

де  $P_G$  – зусилля гнуття, Н.

Зусилля  $P_1$  і  $P_2$  притиску заготовки при витяжці знайдемо по формулам:

$$P_1 = F_{np} \cdot q_{\min} \quad (4.15)$$

$$P_2 = F_{np} \cdot q_{\max} \quad (4.16)$$

де  $F_{np}$  – площа заготовки під притиском, мм<sup>2</sup>;

$q$  – питомий тиск притиску,  $\frac{H}{мм^2}$ .

Значення  $q$  для різних матеріалів приведені нижче:

для сталі при  $S < 0,5$  мм –  $q_{\min} = 1,0 \frac{H}{мм^2}$ ;  $q_{\max} = 3,0 \frac{H}{мм^2}$

при  $S > 0,5$  мм –  $q_{\min} = 1,5 \frac{H}{мм^2}$ ;  $q_{\max} = 2,5 \frac{H}{мм^2}$

для латуні –  $q_{\min} = 1,0 \frac{H}{мм^2}$ ;  $q_{\max} = 2,0 \frac{H}{мм^2}$ ;

для алюмінію –  $q_{\min} = 0,6 \frac{H}{мм^2}$ ;  $q_{\max} = 1,2 \frac{H}{мм^2}$ ;

Наведені дані є наближеними, тому що не враховують ступінь витяжки і відносну товщину заготовки. Більш точна залежність, що враховує зазначені фактори наведена нижче:

$$q = C \cdot \left[ (K - 1)^3 + 0,5 \frac{d}{100 \cdot S} \right] \sigma_B \quad (4.17)$$

де  $C$  – коефіцієнт,  $C = (0,2 \dots 0,3)$ ;

$K$  – ступінь витяжки,  $K = \frac{1}{m}$ ;

$m$  – коефіцієнт витяжки;

$d$  – діаметр витягнутого виробу;

$\sigma_B$  – межа міцності, МПа.

$$q = 2 \cdot \left( \frac{D_o}{d} - 1,2 \right) \cdot \frac{D_o}{100 \cdot S}, \text{ МПа} \quad (4.18)$$

де  $D_o$  – діаметр заготовки, мм;

$S$  – товщина металу, що штампується, мм.

Порядок розрахунку циліндричних пружин стиску та розтягування з сталі круглого перерізу визначається за ГОСТ 18793-90.

Послідовність розрахунку така:

1. Визначають зусилля  $P_1$  і  $P_2$  згідно вище приведеним формулам для кожної технологічної операції.

2. Визначають робочий хід пуансона  $h_p$ , при кожній операції.

Для роздільних операцій  $h_p$  - можливо знайти по формулі:

$$h_p = F_2 = S + a + c \quad (4.19)$$

де  $S$  – товщина металу, що штампується, мм;

$a$  – висота заходження пуансона в матрицю ( $a \approx S$ ), мм;

$c$  – величина випередження зйомника над пуансоном,  $c = (0,5 \dots 1,5)$  мм.

Для витяжної операції  $h_p$  – можливо знайти по формулі:

$$h_p = F_2 = h_o \quad (4.20)$$

де  $h_o$  – висота витягнутого виробу, при витягуванні порожнистих деталей з фланцем.

При витягуванні порожнистої склянки без фланця:

$$h_p = F_2 = h_o + r_m \quad (4.21)$$

де  $r_m$  – радіус витяжної матриці, мм.

3. Визначають  $F_3$  – деякий запас ходу на переточення інструмента, також його інколи називають гарантованим зазором.

Для роздільних операцій  $F_3 = (0,5 \dots 5)$  мм.

Для формозмінних операцій  $F_3 = (0 \dots 0,15) F$  мм.

де  $F$  – повний припустимий стиск пружини, визначається по формулі (1.3).

4. Визначають  $F_1$  – величину попереднього натягу по формулах (4.1), (4.2).

5. По заданому числу циклів або заданій програмі випуску деталей визначають до якого класу належить пружина.

- I клас – пружина витримує  $5 \times 10^6$  циклів навантажень;

- II клас – пружина витримує  $1 \times 10^6$  циклів навантажень;
- III клас – пружина витримує  $2 \times 10^6$  циклів навантажень.

6. Визначають відносний інерційний зазор  $\delta$  :

$$\delta = 0,05 \dots 0,25 \text{ – для пружин стиску I і II класів;}$$

$$\delta = 0,1 \dots 0,40 \text{ – для пружин стиску III класу.}$$

7. Визначають зусилля  $P_{\max}$  по формулі (4.4) для обох межових значень відносного інерційного зазору  $\delta$ .

8. В залежності від габаритних розмірів зйомника або виштовхувача конструктивно приймають  $D_{cp}$  – середній діаметр

пружини, пам'ятаючи одну умову, що  $\frac{D_{cp}}{d} \geq 4$ .

Визначають діаметр дроби по формулі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8P_{\max} \cdot D_{cp}}{\pi[\tau]}} \quad (4.22)$$

де  $[\tau]$  – допустиме напруження на крутіння (для пружинних сталей можна орієнтовно прийняти  $50 \dots 70 \frac{\text{кЗ}}{\text{мм}^2}$  або  $500 \dots 700 \text{ МПа}$ ).

9. Визначають стиск одного витка по формулі:

$$f = \frac{\pi \cdot D_{cp}^2 \cdot [\tau]}{G \cdot d} \quad (4.23)$$

де  $G$  – модуль зрушення (сковзання),  $G = 7500 \dots 8000 \frac{\text{кЗ}}{\text{мм}^2}$  або  $75000 \dots 80000 \text{ МПа}$ .

10. Визначають число робочих витків по формулі:

$$n = \frac{F}{f} \quad (4.24)$$

11. Визначають повних число витків по формулі:

$$n_1 = n + (1,5 \dots 2) \quad (4.25)$$

12. Визначають крок пружини:

$$t = d + f \quad (4.26)$$

13. Уточняємо значення середнього радіуса пружини:

$$r = \sqrt[3]{\frac{117 \cdot F \cdot d^4}{P_2 \cdot n}} \quad (4.27)$$

14. Знаходимо зовнішній діаметр пружини:

$$D = D_{cp} + d \quad (4.28)$$

15. Знаходимо довжину розгортки:

$$L = 3,2 \cdot D_{cp} \cdot n_1 \quad (4.29)$$

16. Знаходимо висоти пружини у вільному стані:

$$H_o = t \cdot n_1 + 2 \cdot d \quad (4.30)$$

в попередньо стисненому стані:

$$H_1 = H_o - F_1 \quad (4.31)$$

в остаточно стисненому стані:

$$H_2 = H_1 - F_2 \quad (4.32)$$

Для кращого використання простору, призначеного для розміщення пружин, іноді вставляють одна в одну декілька циліндричних пружин, що утворюють, так звану, складену пружину (рис. 4.5).

Проміжок  $b_2$  варто призначити рівним  $0,1d$ ; де  $d$  – діаметр сусіднього найбільшого поперечного перерізу.

Окремі елементи складеної пружини варто навантажувати по можливості, рівномірно, що здійснюється відповідним вибором поперечних перерізів дроту. Приймаючи однакові допустимі напруження крутіння для трьох пружин, встановлених одна в одну, маємо наступну залежність:

$$\frac{n_1 \cdot r_1}{d_1} = \frac{n_2 \cdot r_2}{d_2} = \frac{n_3 \cdot r_3}{d_3} \quad (4.33)$$

де  $n_1, n_2, n_3$  – відповідна кількість витків в першій, другій і третій пружинах.

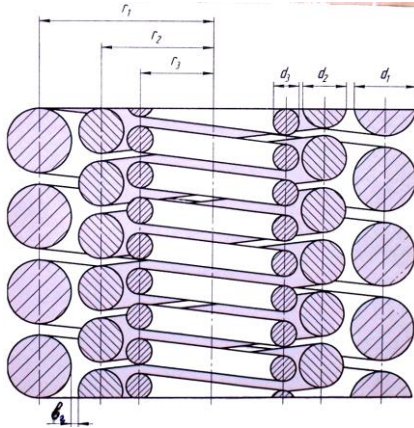


Рисунок 4.5 - Потрійна складена пружина

Якщо конструктивні умови допускають (а це часто можна здійснити) однакове значення добутку числа витків на діаметр дроту, тобто:

$$n_1 \cdot d_1 = n_2 \cdot d_2 = n_3 \cdot d_3 \quad (4.34)$$

то на підставі зазначеного вище положення про рівність напруження крутіння  $[\tau]$  виходить:

$$\frac{r_1}{d_1} = \frac{r_2}{d_2} = \frac{r_3}{d_3} \quad (4.35)$$

Звідси діаметр дроту  $d$  необхідно призначити залежно від кутового радіуса  $r$ . Це видно з рисунка 4.6, де окружності відповідного діаметра дроту, розташовані на відстанях  $r_1, r_2, r_3$  від осі пружини, торкаються обох прямих, що перетинають вісь.

Зусилля  $P_1, P_2, P_3$  ставляться між собою, як квадрати відповідних діаметрів дроту, таким чином, для визначення загального зусилля достатній розрахунок однієї пружини, наприклад  $P_1$  на основі зазначеної вище формули (4.4) або прийнявши  $P_{\max} \approx P_2$  по формулах (4.10), (4.12), (4.14), (4.16).

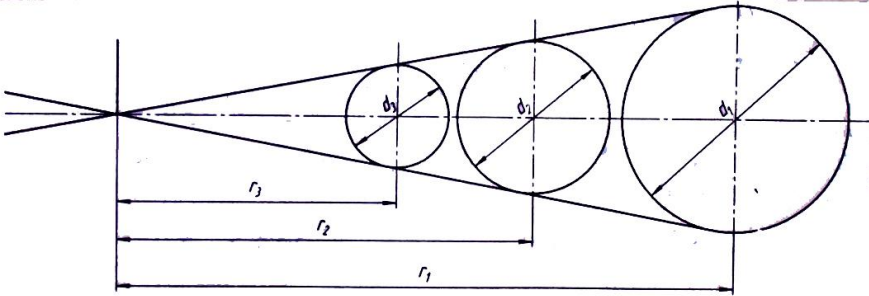


Рисунок 4.6 - До розрахунку циліндричних складених пружин

Отриману величину необхідно помножити на коефіцієнт, що враховує дані умови розрахунку:

$$P = P_1 \left( 1 + \frac{d_2^2}{d_1^2} + \frac{d_3^2}{d_1^2} \right) \quad (4.36)$$

В якості пружного елемента в штампах для листового штампування успішно використовується гума або поліуретан.

Розрахунок гумового буферного пристрою виконується в такій послідовності:

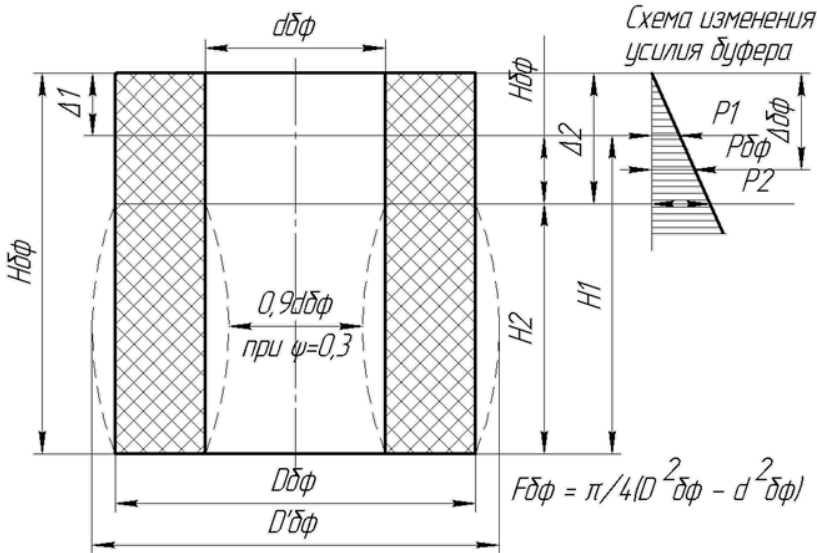


Рисунок 4.7 - Кільцевий буфер штампа

По заданим трьом основним параметрам: зусилля в початку  $P_1$  і в кінці  $P_2$  операції і потрібному робочому ходу  $h_{\text{бф}}$  буфера визначаємо величину  $\Delta_1$  потрібного попереднього натягу (стиску) буфера (рис. 4.7):

$$\Delta_1 = \frac{h_{\text{бф}}}{\frac{P_2}{P_1} - 1} \quad (4.37)$$

При виконанні роздільних операцій значення  $h_{\text{бф}}$ , як правило, не велике; при виконанні формозмінних операцій воно визначається потрібною глибиною витяжки, шириною відігнутої полиці.

Потрібне зусилля  $P_1$  і  $P_2$  знаходимо по формулах (4.9), (4.10), (4.11), (4.12). Найбільший допустимий (повний) стиск гумового буфера:

$$\Delta_2 = \psi \cdot H_{\text{бф}} \quad (4.38)$$

де  $\psi = 0,3$  – відносний стиск буфера;

$H_{\text{бф}}$  – висота буфера у вільному стані (рис. 4.7).

Повний стиск  $\Delta_2$  можливо визначити і по наступній залежності:

$$\Delta_2 = \Delta_1 + h_{\text{бф}} = h_{\text{бф}} \cdot \frac{P_2}{P_2 - P_1} \quad (4.39)$$

Потрібну корисну площу буфера  $F_{\text{бф}}$  визначаємо за умови, що розвиваємо гумою питоме зусилля при  $\psi = 0,3$  складає

$q = 1,7 \frac{H}{\text{мм}^2}$  (при твердості гуми 62 по Шору – НШ62); для

поліуретану –  $q = 4,0 \frac{H}{\text{мм}^2}$ .

$$F_{\text{бф}} = \frac{P_2 \cdot \eta}{1,7} \quad (4.40)$$

де  $\eta$  – коефіцієнт,  $\eta = f(HШ)$  і  $\eta = 0,76...1,55$  (рис. 1.7)

В випадку, коли буфер стискується не на 30% ( $\psi \neq 0,3$ ), виникаюче зусилля дорівнює:



$$P_{\text{бф}} = \frac{5,7 \cdot F_{\text{бф}} \cdot \Delta_{\text{бф}}}{H_{\text{бф}} \cdot \eta} \quad (4.41)$$

$$\text{де } \psi = \frac{\Delta_{\text{бф}}}{H_{\text{бф}}}.$$

Корисна площа буфера, потрібна для забезпечення заданого зусилля  $P_{\text{бф}}$ , складає:

$$F_{\text{бф}} = \frac{P_{\text{бф}} \cdot \eta}{5,7 \cdot \psi} \quad (4.42)$$

З рисунку 4.7 конструктивно приймаємо  $d$  і знаходимо  $D$ .

$$\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{P_{\text{бф}} \cdot \eta}{5,7 \cdot \psi}$$

$$D = \sqrt{\frac{P_{\text{бф}} \cdot \eta \cdot 4}{5,7 \cdot \psi \cdot \pi} + d^2} \quad (4.43)$$

При розміщенні гумового буфера необхідно враховувати, що при стиску  $\psi = 0,3$  відбувається випинання його циліндричної поверхні, і при цьому  $D' = 1,3D$ .

При виборі буфера необхідно витримувати умову:

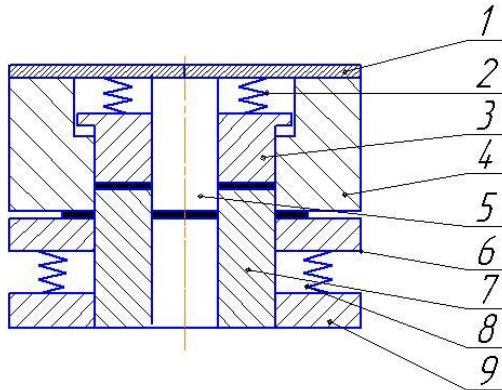
$$H_{\text{бф}} \leq 0,3D \quad (4.44)$$

При необхідності одержання більшої висоти, буфер необхідно скласти з окремих частин з металевими прокладками товщиною 2-3 мм.

Розглянемо деякі приклади розрахунку пружин виштовхувачів, знімання смуги, притиску стрічки.

На рисунку 4.8 зображено штамп сумісної дії для вирубки і пробивки. Він виконує вирубку заготовки  $\text{Ø}60$  мм і пробивку отвору  $\text{Ø}8$  мм. Смуга вихідного матеріалу подається між бічними упорами до упора 10. При ході повзуна вниз, матриця 4 спочатку притискує смугу до площини зйомника, а потім пуансон-матриця 8, на матриці 4 здійснює вирубку заготовки і пробивку отвору пуансоном 5. Зйомник 6 при цьому опускається. При зворотному ході пружина зйомника 7 підіймає зйомник 6 і знімає смугу з пуансон-матриці 8. Пружина 2

виштовхує з вирубної матриці 4 виштовхувач 3, який в свою чергу виштовхує шайбу що вирубється.



1-пуансотримач; 2-пружина виштовхувача; 3-виштовхувач; 4-матриця вирубна; 5-пуансон пробивний; 6-зйомник; 7-пуансон-матриця; 8-пружина зйомника; 9-матрицеутримувач.

Рисунок 4.8 - Штамп суміщеної дії вирубки-пробивки

Приклад №1. Необхідно розрахувати пружину зйомника поз. 7 (рис. 4.8), якщо відомо, що  $d = 8$  мм;  $D = 60$  мм; товщина матеріалу, що штампується  $S = 1$  мм;  $\sigma_{зр} = 25 \frac{\text{кГ}}{\text{мм}^2} = 250 \text{МПа}$ .

Розрахунок пружин виконуємо в наступній послідовності:  
Знаходимо  $P_1 = K_{сн\text{ min}} \cdot P_0 = 0,04 \cdot 58 = 2,32 \text{кН}$  ;

$$P_0 = 1,25 \cdot \pi \cdot D \cdot S \cdot \sigma_{зр} = 1,25 \cdot 3,14 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 25 = 5887 \text{кГ} = 58 \text{кН}$$

$$P_2 = K_{сн\text{ max}} \cdot P_0 = 0,1 \cdot 58 = 5,8 \text{кН}$$

Для пружин стиску II класу знайдемо значення  $P_{\text{max}}$  при максимальній деформації по формулі (4.3).

$$P_{\text{max}} = \frac{P_2}{1 - \delta}$$

$$\text{При } \delta = 0,05 \quad P_{\text{max}} = \frac{5,8}{1 - 0,05} = 6,1 \text{кН}$$

$$\text{При } \delta = 0,25 \quad P_{\max} = \frac{5,8}{1-0,25} = 7,7 \text{кН}$$

В залежності від габаритних розмірів зйомника конструктивно приймаємо кількість пружин  $n = 4$  шт. і  $D_{cp} = 24$  мм.

Знайдемо зусилля на одну пружину:

$$P_{01} = \frac{P_2}{n} = \frac{5,8}{4} = 1,45 \text{кН};$$

Знайдемо робочий хід:

$$h_p = S + a + c = 1 + 1 + 1 = 3 \text{мм};$$

Величина попереднього натягу  $F_1 = 0,5 \cdot F$ ;

$$F_1 = 8,6 \div 2 = 4,3 \text{мм}; \quad F_2 = h_p = 0,35 \cdot F; \quad 3 = 0,35 \cdot F;$$

$$F = \frac{3}{0,35} = 8,6 \text{мм}.$$

Величину  $F_3$  – запас на переточку пуансон, прийнемо  $F_3 = 1$  мм, а можна знайти  $F_3$  і іншим способом:

$$F = F_1 + F_2 + F_3;$$

$$F_3 = F - F_2 + F_1 = 8,6 - 3 - 4,3 = 1,3 \text{мм}$$

Знайдемо діаметр дроту по формулі:

$$d = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot P_{\max} \cdot D_{cp}}{\pi \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 1720 \cdot 24}{3,14 \cdot 700}} = 5,32 \text{мм}$$

Приймаємо  $d = 5,5$  мм. Знайдемо діапазон  $P_{\max}$  на одну пружину:  $P'_{\max} = \frac{6,1}{4} = 1,52 \text{кН}$ ;  $P''_{\max} = \frac{7,7}{4} = 1,92 \text{кН}$  і візьнемо середнє значення  $P_{\max} = 1,72 \text{кН}$ .

$D_{cp}$  - повинно задовольняти наступний  $D_{cp} \geq 4 \cdot d$ . В нашому випадку  $D_{cp} = 4 \cdot 5,5 = 22$  мм, ми приймаємо  $D_{cp} = 24$  мм, умова виконується.

Визначаємо стиск одного витка по формулі:

$$f = \frac{\pi \cdot D_{cp}^2 \cdot [\tau]}{G \cdot d} = \frac{3,14 \cdot 24^2 \cdot 700}{80000 \cdot 5,5} = 2,87 \text{ мм}$$

Знаходимо число робочих витків по формулі:

$$n = \frac{F}{f} = \frac{8,6}{2,87} = 2,99; \text{ приймаємо } n = 3.$$

Знаходимо повне число витків:

$$n_1 = n + 2 = 3 + 2 = 5$$

Знаходимо крок пружини:

$$t = d + f = 5,5 + 2,87 = 8,37 \text{ мм}$$

Уточняємо значення середнього радіуса пружини:

$$r = \sqrt[3]{\frac{117 \cdot F \cdot d^4}{P_2 \cdot n}} = \sqrt[3]{\frac{117 \cdot 8,6 \cdot 5,5^4}{145 \cdot 3}} = 12,7 \text{ мм}$$

Остаточо приймаємо  $r = 12,25 \text{ мм}$

Знаходимо зовнішній діаметр пружини:

$$D = D_{cp} + d = 5,5 + 24,5 = 30 \text{ мм}$$

Знаходимо довжину розгортки:

$$L = 3,2 \cdot D_{cp} \cdot n_1 = 3,2 \cdot 24,5 \cdot 5 = 392 \text{ мм}$$

Знаходимо висоти пружини у вільному стані:

$$H_o = t \cdot n_1 + 2 \cdot d = 8,37 \cdot 5 + 2 \cdot 5,5 = 53 \text{ мм}$$

в попередньо стисненому стані:

$$H_1 = H_o - F_1 = 53 - 4,3 = 48,7 \text{ мм}$$

в остаточно стисненому стані:

$$H_2 = H_1 - F_2 = 48,7 - 3 = 45,7 \text{ мм}$$

Знаючи  $P_1, P_2, P_{\max}, F_1, F_2, F$  – можливо дуже легко знайти параметри пружини згідно ГОСТ 18793-90.

Нашим даним відповідає пружина 1086-0992 ГОСТ 18793-90.

$$P_2 = 160 \text{ кгс} = 1,6 \text{ кН}$$

$$P_{\max} = 200 \text{ кгс} = 2 \text{ кН}$$

$$D = 30 \text{ мм}; d = 5,5 \text{ мм}; t = 8,71 \text{ мм}$$

$$F' = F_1 + F_2 = 15,42 \text{ мм}; F = 19,2 \text{ мм}$$

$$H_0 = 57,8 \text{ мм}; H_1 = 53,5 \text{ мм}; H_2 = 50,5 \text{ мм}; n_1 = 8; n = 6;$$

$$h_{\text{разв}} = 580 \text{ мм}; S_K = 1,38 \text{ мм}; Q = 0,1 \text{ кгс}.$$

Висновок: розрахункові параметри пружини мало чим відрізняються від прийнятої пружини за ГОСТ, що дозволяє надалі користуватися тільки ГОСТ 18793-90.

Приклад №2. Необхідно розрахувати гумову пружину виштовхувача поз. 2 (рис. 1.8), якщо відомо, що  $d = 8 \text{ мм}$ ;  $D = 60 \text{ мм}$ ; товщина матеріалу, що штампується  $S = 1 \text{ мм}$ ;

$$\sigma_{\text{зр}} = 25 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2} = 250 \text{ МПа}.$$

Розрахунок гумової пружини виконується по вище приведеній методиці:

1. Визначаємо величину робочого ходу:

$$h_p = h_{\text{оф}} = S + a + c = 1 + 1 + 1 = 3 \text{ мм}$$

2. Визначаємо зусилля проштовхування деталі крізь матрицю:

$$P_{\text{пр}} = K_{\text{пр}} \cdot \sum P_{\text{о}}$$

3. Сумарне зусилля  $P_{\text{о}}$  складається з двох величин:

- а) зусилля вирубки по зовнішньому контуру:

$$P_{\text{е}} = 1,25 \cdot \pi \cdot D \cdot S \cdot \sigma_{\text{зр}} = 1,25 \cdot 3,14 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 25 = 5887 \text{ кгс} = 58 \text{ кН}.$$

- б) зусилля пробивки отвору:

$$P_{\text{н}} = 1,25 \cdot \pi \cdot d \cdot S \cdot \sigma_{\text{зр}} = 1,25 \cdot 3,14 \cdot 8 \cdot 1 \cdot 25 = 785 \text{ кгс} = 7,8 \text{ кН}.$$

$$\sum P_{\text{о}} = P_{\text{е}} + P_{\text{н}} = 58 + 7,8 = 65,8 \text{ кН}$$

$$P_1 = K_{\text{пр min}} \cdot \sum P_{\text{о}} = 0,03 \cdot 65,8 = 1,98 \text{ кН}$$

$$P_2 = K_{\text{пр max}} \cdot \sum P_{\text{о}} = 0,06 \cdot 65,8 = 3,96 \text{ кН}$$

4. За одержаними трьома основними параметрами  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $h_{\text{оф}}$  визначаємо величину  $\Delta_1$  потрібного попереднього натягу (стиску) буфера:

$$\Delta_1 = \frac{h_{\text{бф}}}{\frac{P_2}{P_1} - 1} = \frac{3}{\frac{3,96}{1,98} - 1} = 3 \text{ мм.}$$

5. Повний стиск буфера:

$$\Delta_2 = \Delta_1 + h_{\text{бф}} = 3 + 3 = 6 \text{ мм}$$

6. Визначаємо висоту буфера у вільному стані:

$$H_{\text{бф}} = H_0 = \frac{\Delta_2}{\psi} = \frac{6}{0,3} = 18 \text{ мм}$$

7. Потрібна корисна площа буфера:

$$F_{\text{бф}} = \frac{P_2 \cdot \eta}{1,7} = \frac{3960 \cdot 1}{1,7} = 2330 \text{ мм}^2$$

8. Зусилля буфера:

$$P_{\text{бф}} = 5,7 \cdot 0,3 \cdot 2330 = 3985 \text{ Н}$$

9. З рисунка 1. 8 конструктивно приймаємо  $d = 10 \text{ мм}$  і знаходимо  $D$ :

$$D = \sqrt{\frac{3985 \cdot 4}{5,7 \cdot 0,3 \cdot 3,14} + 10^2} = 56 \text{ мм.}$$

10. При заключному виборі буфера необхідно видержувати умову:

$$H_{\text{бф}} \leq 0,3D$$

В нашому випадку  $H_{\text{бф}} = 0,3 \cdot 56 = 16,8 \text{ мм}$ . За умовою задачі висота буфера у вільному стані – 18 мм. Ми приймаємо гумове кільце розмірами  $56 \times 10 \times 18$ . Відносне стиснення буфера буде  $\psi = 0,37$ , що допускається в окремих випадках.

Для видержування умови  $H_{\text{бф}} = 0,3D$ , ми змінимо зовнішній діаметр буфера з 56 мм на 65 мм, конструкція штампа це дозволяє і тоді висота буфера у вільному стані буде складати 19,5 мм. Відносне стиснення буфера буде  $\psi = 0,27$ .

Приклад №3. Необхідно розрахувати пружинний буфер, призначений для притиску заготовки і знімання готової деталі з витяжного пуансона 1 (рис. 4.9). Матеріал деталі, що штампується:

сталь 08кп, розміри деталі показані на рисунку 4.9.

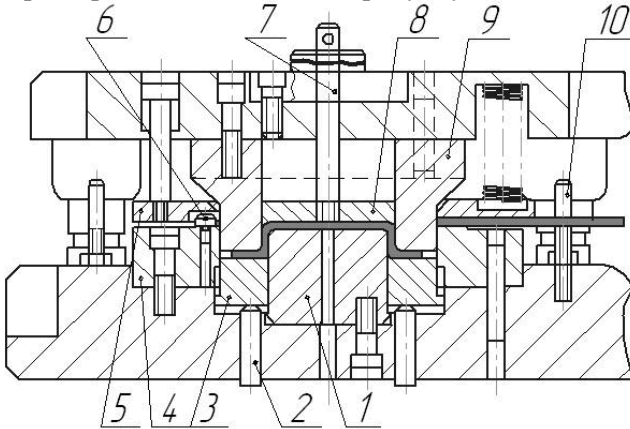


Рисунок 4.9 - Штамп сумісної дії для вирубкки і витяжки

На рисунку 4.9 показаний штамп сумісної дії для вирубкки і витяжки. Він виконує вирубкку заготовки і витяжку склянки. Смуга вихідного матеріалу подається між бічними упорами 10 до упору 6. При ході повзуна вниз притискною плитою 5, смуга спочатку притискається до площини матриці, потім пуансон-матриця 9 на матриці 4 здійснює вирубкку заготовки і при подальшому ході своєю внутрішньою порожниною виконує витяжку на пуансоні 1. Притискне кільце 3, при цьому, опускається і запобігає складкоутворенню. При зворотному ході буферний пристрій преса через штовхач 2 підіймає притискне кільце 3 і знімає витягнуту склянку з пуансона 1. Склянка, що перебуває в порожнині пуансона-матриці 9, при зворотному ході нагору, виштовхується з неї шайбою 8, пружиною 11.

Притискна плита 5 знімає смугу з пуансона-матриці 9 за допомогою пружини 12.

$L$  – висота буфера у вільному стані;

$h_2$  – найбільша робоча деформація (стиску) буфера;

$L_1$  – висота попередньо стиснутої пружини;

$L_2$  – висота стиснутої пружини.

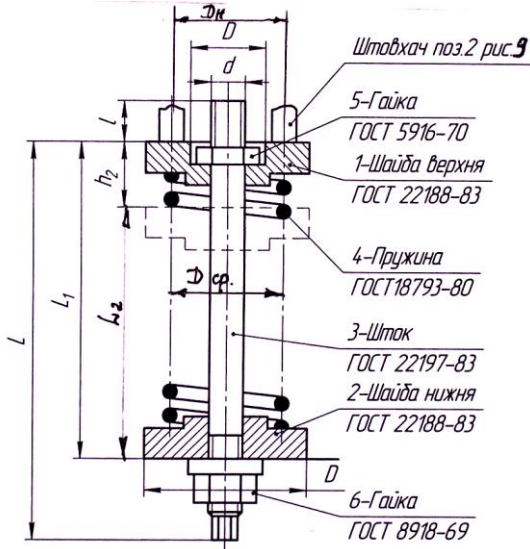


Рисунок 4.10 - Конструкція пружинного буфера

На рисунку 4.10 зображена конструкція пружинного буфера, а на рисунку 4.11 зображено графік зміни тиску такого буфера.

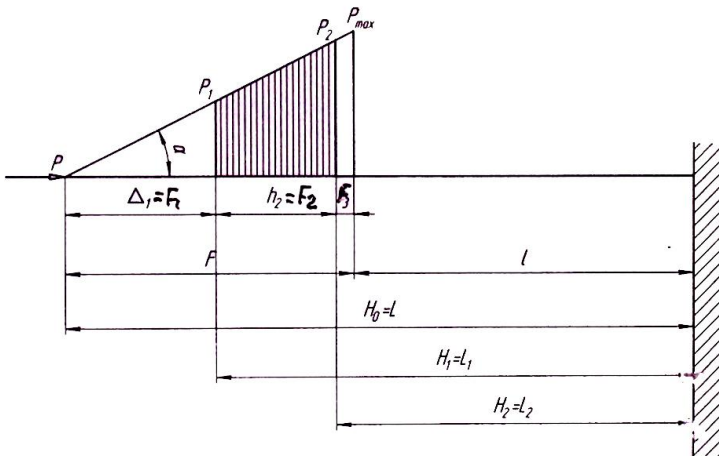


Рисунок 4.11 - Графік зміни тиску звичайного пружинного буфера  
 $L = H_0$  – довжина вільної пружини ( $P=0$ );



$L_1 = H_s$  – довжина попередньо стиснутої пружини ( $P=P_1$ );

$L_2 = H_2$  – довжина стиснутої пружини ( $P=P_2$ );

$l$  – довжина повністю стиснутої пружини (до зіткнення витків  $P=P_3$ );

$F$  – повний стиск пружини,  $F = F_1 + F_2 + F_3$  ;

$\Delta_1 = F_1$  – попередній прогин (попередній стиск пружини),

$$F_1 = 0,5 \cdot F \text{ або } F_1 = \frac{P_1}{P_2} \cdot h_p ;$$

$F_2 = h_2 = h_p$  – робочий хід матриці або пуансона (робоча деформація буфера),  $F_2 = 0,35 \cdot F$  ;

$F_3$  – гарантований зазор,  $F_3 = (0 \dots 0,15) \cdot F$

Розрахунок пружинного буфера при витягуванні виконуємо по вище приведеній методиці.

1. Визначаємо величину робочого ходу:

$$h_p = F_2 = 38 \text{ мм (дорівнює висоті деталі див. рис. 4.9).}$$

2. Визначаємо зусилля притиску по формулам (4.15), (4.16):

$$P_1 = Q_1 = q_{\min} \cdot F_{np} = 1,0 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot [D_0^2 - (d + 2r_M)^2] =$$

$$= 1,0 \cdot 0,785 \cdot [116^2 - (66 + 2 \cdot 5)^2] = 6020 \text{ Н} = 6 \text{ кН};$$

$$P_2 = Q_2 = q_{\max} \cdot F_{np} = 2,0 \cdot 0,785 \cdot [116^2 - (66 + 2 \cdot 5)^2] = 12000 \text{ Н} = 12 \text{ кН};$$

3. Визначаємо величину повного стиску пружини:

$$F = F_1 + F_2 + F_3 ; F_2 = 0,35 \cdot F \text{ при } F_3 = 0,15 \cdot F ;$$

$F_2 = 38 \text{ мм}$ ; якщо ми приймаємо, що  $F_3 = 0,05 \cdot F$  тоді  $F_2 = 0,45 \cdot F$  ,  
звідси  $F = 38 \div 0,45 = 84 \text{ мм}$  .

4. Визначаємо величину попереднього стиску пружини:

$$F_1 = 0,5 \cdot 84 = 42 \text{ мм і}$$

величину гарантованого зазору  $F_3 = 0,05 \cdot 84 = 4 \text{ мм}$  .

5. Знаходимо  $D_H$  – відстань між центрами виштовхуючі штирів (див. рис. 4.9, 4.10);  $D_H = 90\text{мм}$ . Конструктивно приймаємо  $D_{cp} < D_H$ ;  $D_{cp} = 75\text{мм}$ .

6. Знаходимо зусилля  $P_{\max}$  по формулі (4.4) для обох межових значень відносного інерційного зазору  $\delta$ :

$$P'_{\max} = \frac{P_2}{0,95} = \frac{12}{0,95} = 12,6\text{кН};$$

$$P''_{\max} = \frac{12}{0,75} = 16\text{кН};$$

і візьмемо середнє значення  $P_{\max} = 14300\text{Н} = 14,3\text{кН}$ .

7. Визначаємо діаметр дроту по формулі (4.22):

$$d = \sqrt[3]{\frac{8P_{\max} \cdot D_{cp}}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 14300 \cdot 75}{3,14 \cdot 650}} = 16,1\text{мм};$$

Приймаємо  $d = 16\text{мм}$ .

8. Визначаємо стиск одного витка:

$$f = \frac{\pi \cdot D_{cp}^2 \cdot [\tau]}{G \cdot d} = \frac{3,14 \cdot 75^2 \cdot 650}{80000 \cdot 16} = 8,96\text{мм}$$

9. Знаходимо число робочих витків:

$$n = \frac{F}{f} = \frac{84}{8,96} = 9,4$$

Приймаємо  $n = 10$ .

10. Знаходимо повне число витків:

$$n_1 = n + (1,5 \dots 2) = 10 + 2 = 12.$$

11. Знаходимо крок пружини:

$$t = d + f = 16 + 8,96 = 24,96\text{мм}.$$

12. Уточнюємо значення середнього радіуса пружини:

$$r = \sqrt[3]{\frac{117 \cdot 84 \cdot 16^4}{1200 \cdot 10}} = 37,7\text{мм};$$

Приймаємо  $r = 37,5\text{мм}$ .

13. Знаходимо зовнішній діаметр пружини:

$$D = D_{cp} + d = 75 + 16 = 91 \text{ мм}.$$

14. Знаходимо довжину розгортки:

$$L = 3,2 \cdot 75 \cdot 12 = 2880 \text{ мм}.$$

15. Знаходимо висоту пружини у вільному стані:

$$H_o = t \cdot n_1 + 2 \cdot d = 24,96 \cdot 12 + 2 \cdot 16 = 331 \text{ мм};$$

в попередньо стисненому стані:

$$H_1 = H_o - F_1 = 331 - 42 = 289 \text{ мм};$$

в остаточно стисненому стані:

$$H_2 = H_1 - F_2 = 289 - 38 = 251 \text{ мм}.$$

Знаючи  $P_2, F_1, F_2, F_3, F$  – можливо дуже легко знайти параметри пружинного буфера згідно ГОСТ 22188-83 (див. додаток №2).

Нашим даним відповідає буфер 1085-25 ГОСТ 22188-83 (див. рис. 4.10).

Параметри буфера:

$$P_2 = 11,8 \text{ кН}; h_2 = 70,8 \text{ мм}; F = 90 \text{ мм};$$

$$D = 98 \text{ мм}; D_1 = 45 \text{ мм}; d = M24; L_0 = 350 \text{ мм}; l = 30 \text{ мм}; G = 8,9 \text{ кг}.$$

Параметри шайби верхньої 1085-2545/001 (див. рис. 4.12):

$$D = 98 \text{ мм}; D_1 = 45 \text{ мм}; d = 25 \text{ мм}; d_1 = 46 \text{ мм}; H = 36 \text{ мм};$$

$$h = 14 \text{ мм}; h_1 = 10,5 \text{ мм}.$$

Параметри шайби нижньої 1086-2545/002 (див. рис. 4.13):

$$D = 90 \text{ мм}; D_1 = 45 \text{ мм}; d = 25 \text{ мм}; d_1 = 46 \text{ мм}; H = 32 \text{ мм};$$

$$h = 14 \text{ мм}; h_1 = 3 \text{ мм}.$$

Параметри пружини 1086-1233 ГОСТ 18793-90 (див. рис. 4.15)

$$P_2 = 11,8 \text{ кН}; P_3 = 15 \text{ кН}; D = 80 \text{ мм}; d = 16 \text{ мм}; t = h_0 = 22 \text{ мм};$$

$$H_0 = 346 \text{ мм}; H_2 = 275 \text{ мм}; n_1 = 16,5; n = 15;$$

$$L = 3379 \text{ мм}; G = 5,3 \text{ кг};$$

$$F_2 = 70,8 \text{ мм}; F = 90 \text{ мм};$$

Параметри штока 1085-2841 ГОСТ 22197-83 (див. рис. 4.14):

$$d = M24; d_1 = 19; s = 14; L = 435 \text{ мм}; l = 40,5 \text{ мм};$$

$$l_1 = 130 \text{ мм}; l_2 = 14 \text{ мм}; G = 1,64 \text{ кг}.$$

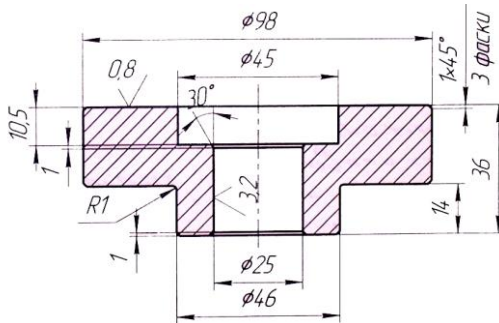


Рисунок 4.12 - Конструкція і розміри верхньої шайби

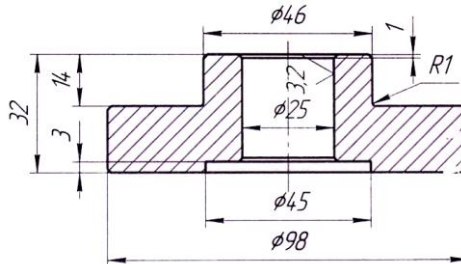


Рисунок 4.13 - Конструкція і розміри нижньої шайби

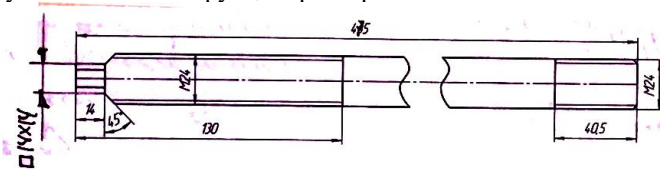


Рисунок 4.14 - Конструкція і розміри штока

Приклад №4. Визначити параметри складеної пружини, зображеної на рисунку 4.5. Відповідно до формули (4.36), зусилля складеного пружинного буфера буде:

$$\sum P = P_1 + P_2$$

де  $P_1$  – зусилля, що розвивається пружиною №1;

$P_2$  – зусилля, що розвивається пружиною №2;

$$\sum P = P_1 \cdot \left(1 + \frac{d_2^2}{d_1^2}\right)$$

$$12000 = P_1 \cdot \left(1 + \frac{90}{196}\right) = 1,46 \cdot P_1; P_1 = 8220H; P_2 = 3780H;$$

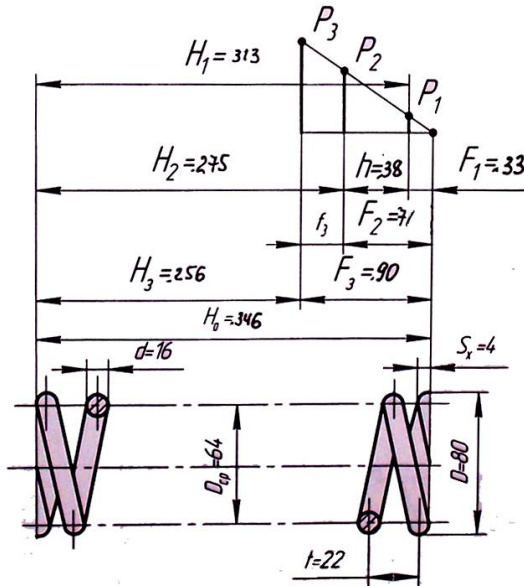


Рисунок 4.15 - Конструкція і розміри пружини.

Значенням  $d_1 = 14$  мм задаємося конструктивно, керуючись тим, що діаметр пружини №1 повинен бути на 1...4 мм менше в порівнянні з одиночною пружиною, розглянутої в прикладі №3. Сумарне зусилля теж беремо із приклада №3:  $\sum P = 12000H$ .

Значення  $d_2 = 9,5$  мм знаходимо з рис. 4.16.

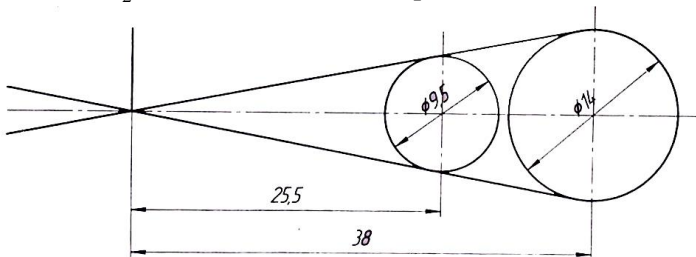


Рисунок 4.16 – Циліндричні складені пружини.

Згідно рис. 4.9 відстань між центрами виштовхуючих штирів  
 $D_{cp} = 90\text{мм}$ .

Відповідно ГОСТ 18793-90 вибираємо дані пружини:

Пружина №1:

$$\begin{aligned}d_1 &= 14\text{мм}; D = 90\text{мм}; P = (7100 - 9000)H; \\t &= 24,28; H_0 = 232\text{мм}; h_p = 73\text{мм}; F = 92\text{мм}; \\n_1 &= 10,5; n = 9; L = 2553\text{мм}; G = 3,08\text{кз}; S_K = 3,5.\end{aligned}$$

Пружина №2:

$$\begin{aligned}d_2 &= 9\text{мм}; D = 55\text{мм}; P = (3550 - 4500)H; \\t &= 15,67; H_0 = 244\text{мм}; h_p = 78\text{мм}; F = 100\text{мм}; \\n_1 &= 16,5; n = 15; L = 2428\text{мм}; G = 1,21\text{кз}; S_K = 2,25.\end{aligned}$$

Проведемо перевірку розрахунків пружин:

$$P_{1\max} = \frac{140 \cdot d^3}{r_1} = \frac{140 \cdot 14^3}{38} = 10000H; P_{1\max} > P_1;$$

$$P_{2\max} = \frac{140 \cdot d^3}{r_2} = \frac{140 \cdot 9^3}{25,5} = 4000H; P_{2\max} > P_2;$$

Знайдемо повний прогин одного витка:

$$f_1 = \frac{3,14 \cdot 76^2 \cdot 600}{80000 \cdot 14} = 9,7\text{мм};$$

$$f_2 = \frac{3,14 \cdot 51^2 \cdot 600}{80000 \cdot 9} = 6,8\text{мм};$$

Знайдемо число робочих витків по формулі:

$$\text{Пружина №1: } n = \frac{F}{f_1} = \frac{84}{9,7} = 8,65; \text{ приймаємо } n = 9;$$

$$\text{Пружина №2: } n = \frac{F}{f_2} = \frac{84}{6,8} = 12,3; \text{ приймаємо } n = 13;$$

Знайдемо повне число витків:

$$\text{Пружина №1: } n_1 = n + (1,5 \dots 2) = 9 + 2 = 11.$$

$$\text{Пружина №2: } n_1 = n + (1,5 \dots 2) = 13 + 2 = 15.$$

Знайдемо крок витка для:

Пружина №1:  $t = d_1 + f_1 = 16 + 9,7 = 23,7 \text{ мм}$ ;

Пружина №2:  $t = d_2 + f_2 = 9 + 6,8 = 14,8 \text{ мм}$ ;

Знайдемо висоти пружин у вільному стані:

Пружина №1:  $H_o = t \cdot n_1 + 2 \cdot d = 23,7 \cdot 11 + 2 \cdot 14 = 289 \text{ мм}$ ;

$$H_1 = H_o - F_1 = 289 - 42 = 247 \text{ мм};$$

$$H_2 = H_1 - F_2 = 247 - 38 = 209 \text{ мм};$$

Пружина №2:  $H_o = t \cdot n_1 + 2 \cdot d = 14,8 \cdot 15 + 2 \cdot 9 = 240 \text{ мм}$ ;

$$H_1 = H_o - F_1 = 240 - 42 = 198 \text{ мм};$$

$$H_2 = H_1 - F_2 = 198 - 38 = 160 \text{ мм};$$

Порівнюючи табличні і розрахункові дані, бачимо, що похибка становить не більше 5-10%, що дає підставу надалі користуватися тільки табличними даними згідно ГОСТів.

Приклад №5. Необхідно розрахувати гумовий буфер, призначений для притиску заготовки і знімання готової деталі з витяжного пуансона 1 (див. рис. 4.9, 4.17, 4.18). Вихідні дані залишаються тими, що були викладені в прикладі №3.

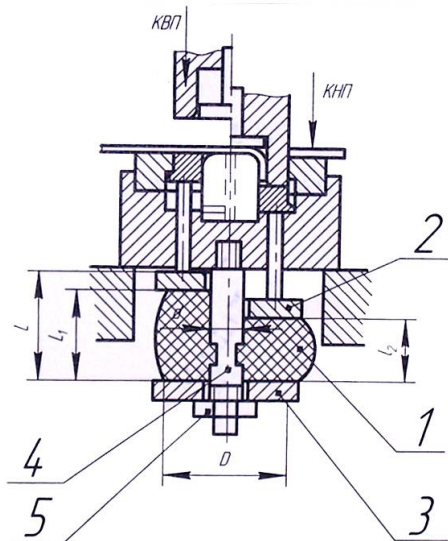


Рисунок 4.17 - Гумовий буфер малої довжини:

$L$  – висота буфера у вільному стані;

$L_1$  – висота буфера в попередньо стисненому стані;

$L_2$  – висота буфера по закінченню витяжки.

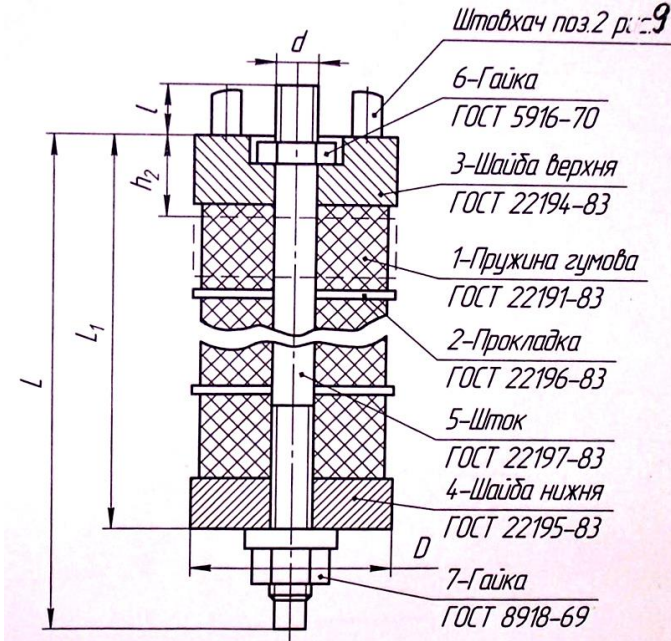


Рисунок 4.18 - Гумовий буфер великої довжини:

$h_2$  – глибина витяжки;

$L$  – висота буфера у вільному стані;

$L_1$  – висота буфера в попередньо стисненому стані.

Гумовий буфер рис. 4.18 відрізняється від пружинного звичайно лише тим, що на шток замість пружини встановлюють гумові кільця.

Зусилля притиску візьмемо із приклада №3:

$$P_1 = Q_1 = 6 \text{ кН}; P_2 = Q_2 = 12 \text{ кН};$$

$$F_1 = 42 \text{ мм}; h_p = F_2 = 38 \text{ мм}; F_3 = 4 \text{ мм}; F = 84 \text{ мм}.$$

Оскільки ми знаємо  $P_1, P_2, F_1, F_2$ , то можемо відповідно ГОСТ 22191-83 вибрати гумовий буфер, що відповідає нашим умовам (див.



додаток №2). Нашим умовам відповідає пружина гумова 1085-2658 ГОСТ 22191-83.

Параметри гумового буфера:

$$P_2 = 15,1 \text{кН}; h_p = 80 \text{мм}; D = 135 \text{мм}; D_1 = 45 \text{мм}; d = M24;$$

$$L = 345 \text{мм}; L_0 = 300 \text{мм}; l = 30 \text{мм}; G = 8,1 \text{кг}; L_1 = 262 \text{мм};$$

$$L_2 = 220 \text{мм}.$$

Кількість гумових пружин:

$n = 6$  – 1085-2657/001 ГОСТ 22191-83 (див. рис. 4.19).

Кількість прокладок (див. поз. 2 рис. 4.18):

$n = 5$  – 1085-2797 ГОСТ 22191-83 (див. рис. 4.20).

Кількість шайб (див. поз. 3 рис. 4.18):

$n = 1$  – 1085-2753 ГОСТ 22191-83 (див. рис. 4.21).

Кількість шайб (див. поз. 4 рис. 4.18):

$n = 1$  – 1085-2777 ГОСТ 22191-83 (див. рис. 4.22).

Шток (див. поз. 5 рис. 4.18):

$n = 1$  – 1085-2856 ГОСТ 22191-83 (див. рис. 4.23).

Гайка (див. поз. 6 рис. 4.18) М24.6.05 ГОСТ 5916-70.

Гайка (див. поз. 7 рис. 4.18) –7003-0307 ГОСТ 8918-69.

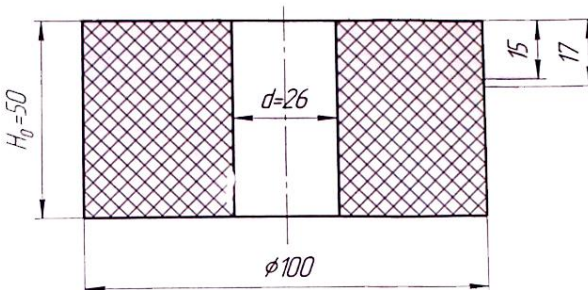


Рисунок 4.19 - Конструкція і розміри гумової пружини

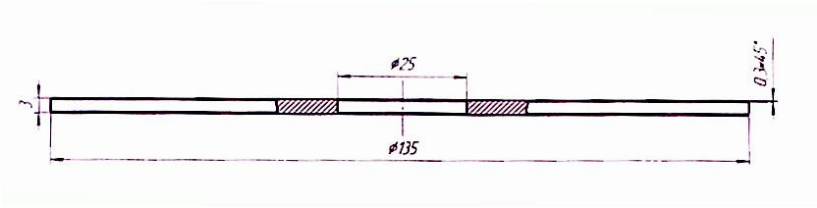


Рисунок 4.20 - Конструкція і розміри прокладки

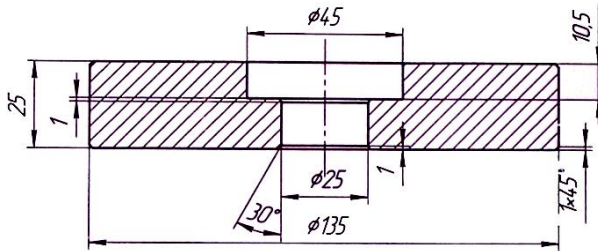


Рисунок 4.21 - Конструкція і розміри верхньої шайби

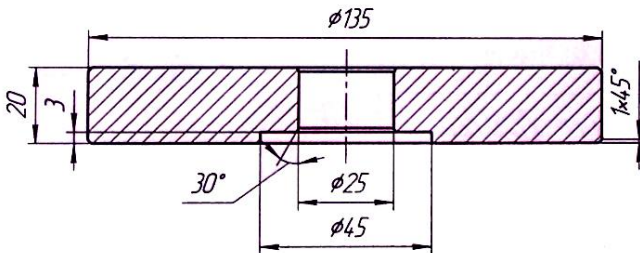


Рисунок 4.22 - Конструкція і розміри нижньої шайби

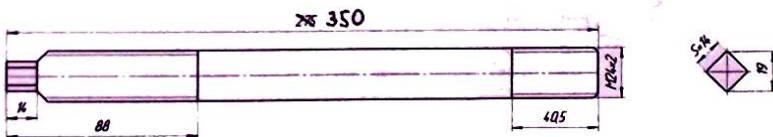


Рисунок 4.23 - Конструкція і розміри штока

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Рудман Л.И. Справочник конструктора штампов. Листовая штамповка. М.: Машиностроение, 1988. - 496 с.
2. Романовский В.П. Справочник по холодной штамповке. Л.: Машиностроение, 1979. - 520 с.
3. Аникин В.М., Лукашин Ю.С. Справочник конструктора штампов для холодной штамповки. М.: Машгиз, 1960. – 295 с.
4. ГОСТ 18786-73 – ГОСТ 18824-73. Штампы листовой штамповки. Детали и сборочные единицы. М.: Издательство стандартов, 1973. - 160 с.
5. ГОСТ 22188-83 – ГОСТ 22202-83. Буфера и держатели буферов для штампов листовой штамповки. М.: Издательство стандартов, 1983. - 104 с.