

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІНФРАСТРУКТУРИ ТА ТЕХНОЛОГІЙ
КИЇВСЬКИЙ ІНСТИТУТ ВОДНОГО ТРАНСПОРТУ
ІМЕНІ ГЕТЬМАНА ПЕТРА КОНАШЕВИЧА-САГАЙДАЧНОГО
ДУНАЙСЬКИЙ ФАКУЛЬТЕТ МОРСЬКОГО ТА РІЧКОВОГО ТРАНСПОРТУ
КАФЕДРА ПРИРОДНИЧО-МАТЕМАТИЧНИХ ТА
ІНЖЕНЕРНО-ТЕХНІЧНИХ ДИСЦИПЛІН

**ЗАВДАННЯ ДО КОНТРОЛЬНИХ РОБІТ ТА МЕТОДИЧНІ
РЕКОМЕНДАЦІЇ ДО ЇХ ВИКОНАННЯ ДЛЯ СТУДЕНТІВ ЗАОЧНОЇ
ФОРМИ НАВЧАННЯ**

Прикладна механіка

Рівень вищої освіти _____ Перший (бакалаврський) _____

галузь знань _____ 27 Транспорт _____
(шифр і назва галузі знань)

спеціальність _____ 271 Річковий та морський транспорт _____
(шифр і назва спеціальності)

спеціалізація _____ Навігація та управління суднами, Управління судновими
технічними системами та комплексами, Експлуатація
суднового енергетичного обладнання _____
(назва спеціалізації)

Затверджено на засіданні кафедри
«Природничо-математичних та
інженерно-технічних дисциплін»
Протокол № ____ від _____ року
Зав. кафедри _____
Викладач _____

Методичні вказівки й індивідуальні завдання до виконання контрольних робіт з дисципліни «Прикладна механіка»

Відповідно до навчального плану студенти заочної та скороченої форми навчання повинні виконати дві контрольні роботи (по одній на навчальну сесію) з дисципліни «Прикладна механіка».

Контрольна робота №1 передбачає вирішення задачі та відповідь на теоретичне запитання відповідно до свого варіанту.

Контрольна робота №2 передбачає вирішення задачі відповідно до свого варіанту.

Площа плоского перетину

Площа плоского перетину A – є найпростішою геометричною характеристикою перетину, з якою студенти мають бути добре знайомі ще з шкільного курсу геометрії, має розмірність м^2 . Використовується, головним чином, в розрахунках на розтягування і стискання.

Виходячи з того, що формули визначення площі різноманітних фігур добре знайомі, то визначення цього параметру зводиться до правильного використання відповідної формули. У випадку, коли перетин має складну форму – необхідно розбити його на більш прості фігури, площу яких можна обчислити за допомогою відомих формул. Наприклад, площа перетину складної форми, зображена на рис. 1, може бути розділена на три фігури, площу яких ми можемо визначити за відомими формулами – це трапеція, прямокутник та трикутник, а площа фігури визначатиметься як добуток площ більш простих фігур:

$$A = \sum A_i = A_1 + A_2 + A_3 \quad (1)$$

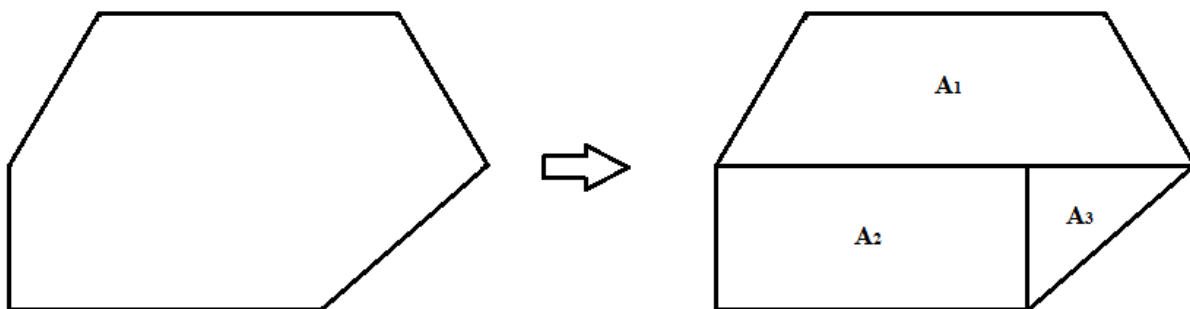


Рис. 1. Приклад обчислення площі складної фігури

Взагалі-то, для більшості випадків достатньо знати формули визначення площ кола і трикутника. Фігуру, зображену на рис. 1, наприклад, можна розбити просто на сім трикутників.

Для перетинів, складених з профілів стандартного прокату, площа кожного профілю і інші необхідні для розрахунків розміри приймаються за таблицями ГОСТів на прокатні вироби (рис. 2).

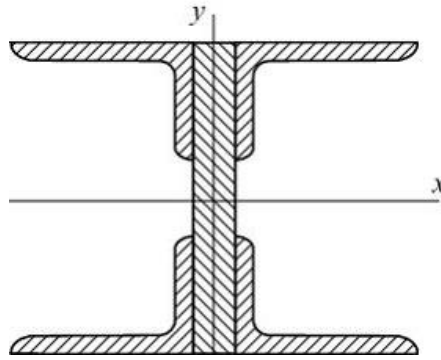


Рис. 2. Приклад перетину складної фігури з прокатних виробів

Отже, алгоритм вирішення задачі з визначення площі плоского перетину виглядає наступним чином:

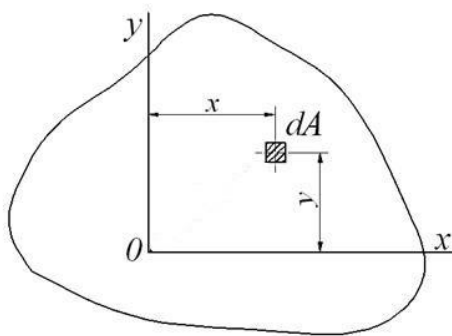
1. Аналіз плоского перетину, при необхідності – розбивка фігури на складові.

2. Визначення типу складових перетину.

3. Визначення площі за допомогою формул або таблиць сортamentу.

Для полегшення роботи студента при вирішенні подібного роду задач, у додатках 1 і 2 наведені формули простих геометричних фігур та таблиці сортamentу прокатної сталі.

Статичний момент плоского перетину



Статичним моментом плоского перетину S відносно деякої осі називається, взята по всій його площині A , сума добутків площ елементарних площадок dA , з яких складається перетин, на відстані цих площадок y до цієї осі.

$$S_x = \int_A y dA, S_y = \int_A x dA \quad (2)$$

Або доданок площі A перетину на відстань до його центру ваги y_c .

$$S_x = y_c A, S_y = x_c A \quad (3)$$

Статичний момент вимірюється в м^3 . Він може бути позитивним, негативним або рівним нулю в залежності від обраної осі. З формули (3) видно, що статичний момент фігури відносно осей, що проходять через центр її ваги дорівнюватиме нулю. Також використовуючи формулу (3) зручно знаходити розташування центру ваги поперечного перетину, для цього необхідно визначити статичний момент S відносно відповідної осі та площу перетину.

$$y_c = \frac{S_x}{A}, x_c = \frac{S_y}{A} \quad (4)$$

У практичних розрахунках часто неможливо одразу визначити площу всієї фігури та розташування центру її ваги, у таких випадках перетин розбивається на кілька більш простих фігур з відомими параметрами A та y_c (рис. 3).

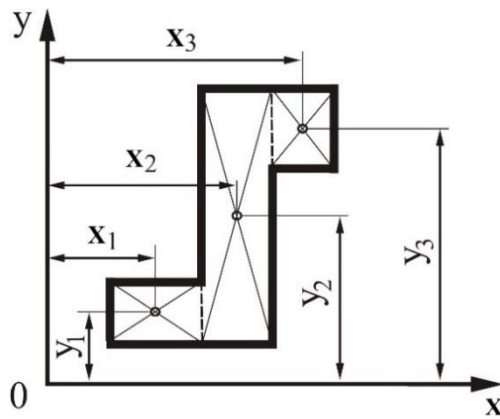


Рис. 3. Приклад розбивання перетину складної форми

Тоді статичний момент перетину визначатиметься як сума добутків A_i та y_{ci} кожної фігури:

$$S_x = \sum_{i=1}^n y_{ci} A_i, \quad S_y = \sum_{i=1}^n x_{ci} A_i \quad (5)$$

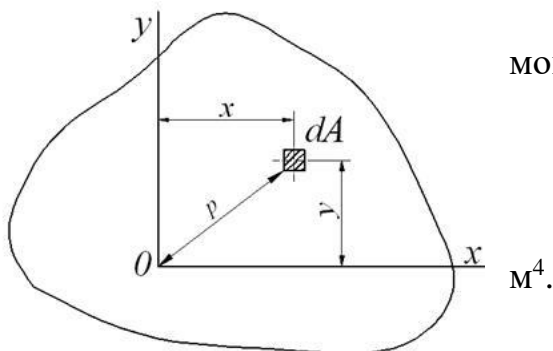
У випадках, коли перетин складається з прокатних виробів значення A та y_c визначають з таблиць сортаменту (додат. 2).

Для впевненого засвоєння матеріалу розглянемо декілька прикладів.

Нерідко зустрічаються випадки розрахунку балок з порожнинами всередині поперечного перетину. В такому випадку під час розрахунку статичного моменту знаходять різницю між статичним моментом загального контуру та порожнини.

Моменти інерції плоского перетину

В інженерних розрахунках момент інерції плоского перетину дуже рідко є кінцевою метою розрахунку, але дуже часто він є незамінною інформацією для можливості виконання тих чи інших розрахунків, перевірок чи прогнозувань. Тому визначення моментів інерції – це важливий проміжний етап інженерних розрахунків.



Розрізняють декілька окремих видів моментів інерції плоского перетину:

- осьові моменти інерції
- відцентрові моменти інерції
- полярні моменти інерції

Вимірюються моменти інерції перетину в

Осьовим (або екваторіальним) моментом інерції поперечного перетину відносно деякої осі, називається інтеграл добутку елементарних площадок dA перетину на квадрат їх відстані до обраної осі:

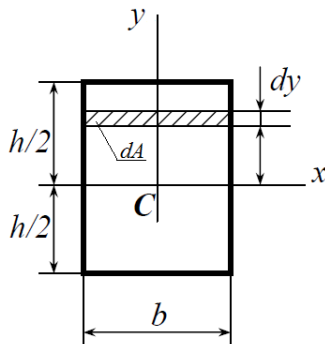
$$I_x = \int_A y^2 dA, \quad I_y = \int_A x^2 dA \quad (6)$$

Осьовий момент інерції може бути тільки позитивною величиною, тому що незалежно від знаку координати до нього входить квадрат цієї координати. Застосовується, в основному, при розрахунках міцності на згин.

Якщо складну перетин складної форми, для полегшення розрахунків, можна розбити на більш прості фігури, то момент інерції перетину визначатиметься як сума моментів кожної фігури:

$$I_x = \sum_{i=n} I_{xi}, \quad I_y = \sum_{i=n} I_{yi} \quad (7)$$

Приклад 3. Визначити момент інерції зображеної фігури відносно осей, що проходять через центр її ваги.



Розв'язання

Спочатку визначимо момент інерції відносно осі x . Для цього визначимо площу елементарної площадки dA :

$$dA = b \cdot dy$$

де b – ширина елементарної площадки;

dy – висота елементарної площадки

Використовуючи формулу (5) отримаємо:

$$I_x = \int_A y^2 dA = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} y^2 b dy = b \frac{y^3}{3} \Big|_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} = \frac{b}{3} \left[\left(\frac{h}{2} \right)^3 - \left(-\frac{h}{2} \right)^3 \right] = \frac{b}{3} \left[\frac{h^3}{8} + \frac{h^3}{8} \right] = \frac{bh^3}{12}$$

Аналогічно визначимо момент інерції відносно осі y . Для цього визначимо площу елементарної площадки dA :

$$dA = h \cdot dx$$

де dx – ширина елементарної площадки;

h – висота елементарної площадки

отже,

$$I_y = \int_A x^2 dA = \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} x^2 h dx = h \frac{x^3}{3} \Big|_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} = \frac{h}{3} \left[\left(\frac{b}{2} \right)^3 - \left(-\frac{b}{2} \right)^3 \right] = \frac{h}{3} \left[\frac{b^3}{8} + \frac{b^3}{8} \right] = \frac{hb^3}{12}$$

При визначенні осьових моментів інерції в деяких випадках доводиться зустрічатися ще з однією геометричною характеристикою – **відцентровим моментом інерції перетину**. Це взятий по всій площі перетину інтеграл добутків площ елементарних площадок на добуток їхніх відстаней до двох взаємно перпендикулярних осей:

$$I_{xy} = \int_A xy dA \quad (8)$$

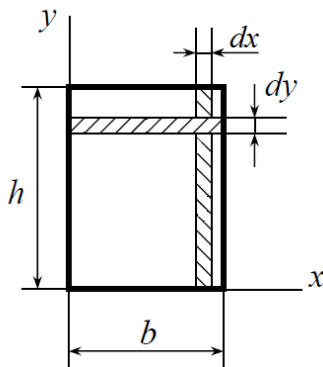
Залежно від розташування осей він може бути як додатнім, так і від'ємним, і, в окремих випадках, дорівнювати нулю.

Осі, відносно яких відцентровий момент інерції дорівнює нулю, називаються головними. Вісь симетрії фігури завжди є головною віссю, інша головна вісь буде перпендикулярна до осі симетрії.

Головні осі, що проходять через центр ваги перетину, називаються головними центральними осями. У розрахунках цікавлять завжди головні центральні осі і моменти інерції відносно них.

Відцентровий момент інерції використовується при визначенні положення головних осей несиметричних перетинів.

Приклад 4. Визначити відцентровий момент інерції зображеної фігури відносно осей, що співпадають з її сторонами.



Розв'язання

Момент інерції визначається за формулою (8). Для цього визначимо площу елементарної площадки dA :

$$dA = dx \cdot dy$$

де dy – ширина елементарної площадки;

dx – висота елементарної площадки

Використовуючи формулу (8) отримаємо:

$$I_{xy} = \int_A xy dA = \int_0^b \int_0^h xy dx dy = \frac{x^2}{2} \Big|_0^b \cdot \frac{y^2}{2} \Big|_0^h = \frac{b^2 h^2}{4}$$

Можемо перевірити ствердження, що відцентровий момент інерції відносно осей, що співпадають з осями симетрії (головних осей) дорівнює нулю. Якщо осі провести через осі симетрії фігури, використовуючи формулу (8), отримаємо:

$$I_{xy} = \int_A xy dA = \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} xy dx dy = \frac{x^2}{2} \Big|_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} \cdot \frac{y^2}{2} \Big|_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} = \left(\frac{\left(\frac{b}{2}\right)^2}{2} - \frac{\left(-\frac{b}{2}\right)^2}{2} \right) \cdot \left(\frac{\left(\frac{h}{2}\right)^2}{2} - \frac{\left(-\frac{h}{2}\right)^2}{2} \right) = 0$$

Отже, ствердження дійсне.

Полярним моментом інерції поперечного перетину відносно даної точки (полюса) називається інтеграл за площею добутку елементарних площадок dA перетину на квадрати їх відстаней до полюса p :

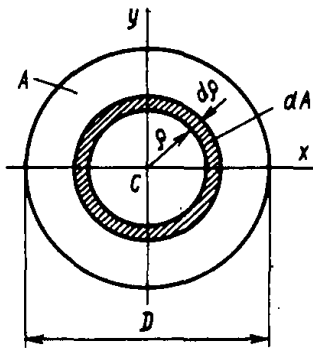
$$I_p = \int_A p^2 dA \quad (9)$$

Використовується, в основному, при розрахунках міцності на скручування. Зв'язок між полярним моментом інерції та осьовими виглядає наступним чином:

$$I_p = I_x + I_y \quad (10)$$

Полярний момент інерції, як і осьові моменти, може бути тільки позитивною величиною.

Приклад 5. Визначити полярний момент інерції кола відносно центральних осей.



Розв'язання

Момент інерції визначається за формулою (9). Для цього визначимо площу елементарної площадки dA :

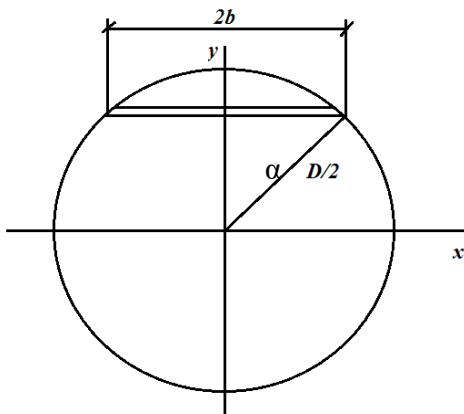
$$dA = 2\pi r dr$$

де $2\pi r$ – довжина окружності кола, радіусом r ;
 dr – товщина кола

Використовуючи формулу (8) отримаємо:

$$I_p = \int_A p^2 dA = \int_0^{\frac{D}{2}} p^2 \cdot 2\pi p dp = 2\pi \int_0^{\frac{D}{2}} p^3 dp = \frac{2\pi p^4}{4} \Big|_0^{\frac{D}{2}} = \frac{\pi D^4}{32}$$

Можемо перевірити дійсність ствердження (10). Для цього визначимо значення I_x та I_y за формулами (6). Розпочнемо з I_x . Для цього визначимо площу елементарної площадки dA :



$$dA = 2b dy$$

з трикутника отримаємо,

$$b = \frac{D}{2} \cos \alpha, \quad y = \frac{D}{2} \sin \alpha$$

тому,

$$dy = \left(\frac{D}{2} \sin \alpha \right)' = \frac{D}{2} \cos \alpha d\alpha$$

отже,

$$dA = D \cos \alpha \cdot \frac{D}{2} \cos \alpha d\alpha = \frac{D^2}{2} \cos^2 \alpha d\alpha$$

отримаємо

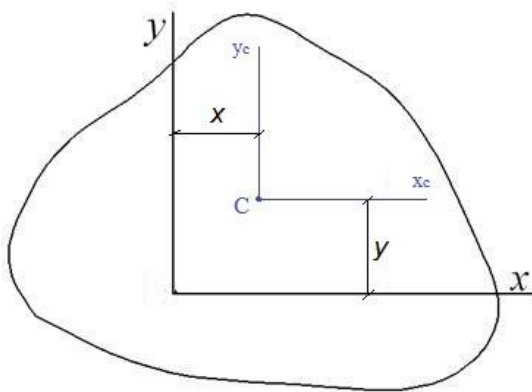
$$\begin{aligned} I_x &= \int_A y^2 dA = \int_0^{2\pi} \left(\frac{D}{2} \sin \alpha \right)^2 \cdot \frac{D^2}{2} \cos^2 \alpha d\alpha = \frac{D^4}{8} \int_0^{2\pi} \sin^2 \alpha \cos^2 \alpha d\alpha = \\ &= \frac{D^4}{8} \int_0^{2\pi} (\sin \alpha \cos \alpha)^2 d\alpha = \frac{D^4}{8} \int_0^{2\pi} \left(\frac{1}{2} \sin 2\alpha \right)^2 d\alpha = \frac{D^4}{32} \int_0^{2\pi} \sin^2 2\alpha d\alpha = \\ &= \frac{D^4}{32} \int_0^{2\pi} \frac{1}{2} (1 - \cos 4\alpha) d\alpha = \frac{D^4 \alpha}{64} \Big|_0^{2\pi} - \frac{D^4 \sin 4\alpha}{4 \cdot 64} \Big|_0^{2\pi} = \frac{\pi D^4}{64} \end{aligned}$$

аналогічно отримаємо $I_y = \frac{\pi D^4}{64}$

за формулою (10) $I_p = I_x + I_y = \frac{\pi D^4}{64} + \frac{\pi D^4}{64} = \frac{\pi D^4}{32}$,

тобто зв'язок (10) підтверджується.

Залежності між моментами інерції при зміні положення осей



У випадках, коли доводиться знаходити момент інерції фігури складної форми, або відносно осей, що не проходять через центр ваги фігури – необхідно користуватися **правилом паралельного переносу осей**, яке зазначає, що осьовий момент інерції фігури відносно осі, яка паралельна центральній, дорівнює сумі моменту інерції цієї фігури відносно центральної осі та добутку площі фігури на квадрат відстані між цими осями:

$$I_x = I_{xc} + y^2 A, \quad I_y = I_{yc} + x^2 A \quad (11)$$

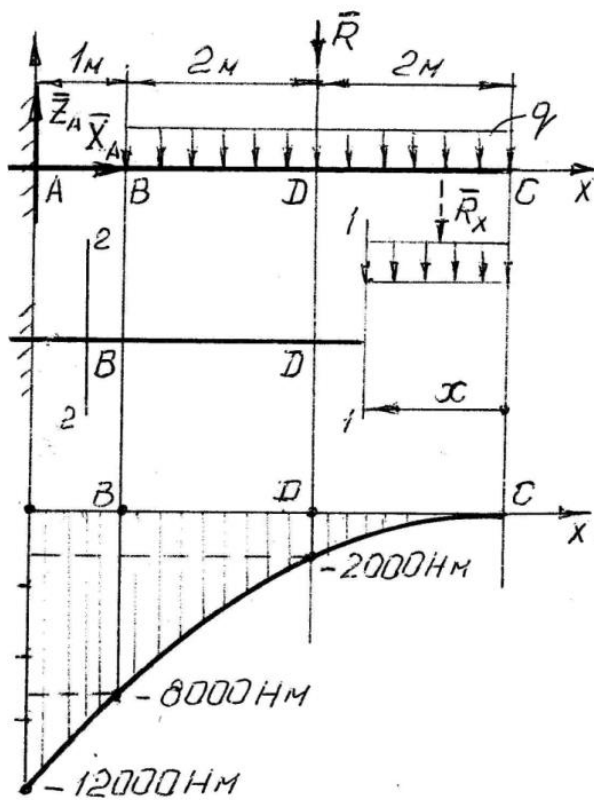
Формули (11) показують, що зі всіх моментів інерції фігури, відносно множини паралельних осей, центральні моменти інерції – найменші.

При пошуках відцентрового моменту інерції відносно нових осей **правило паралельного переносу** виглядає так: відцентровий момент інерції відносно осей, які паралельні центральним, дорівнює відцентровому моменту відносно центральних осей, плюс добуток площі фігури на координати її центру ваги в нових осях:

$$I_{xy} = I_{xyc} + x y A \quad (12)$$

Координати x і y слід підставляти з урахуванням знаку.

Побудувати епюри внутрішніх силових факторів в балці, що навантажена зовнішнім розподіленим навантаженням $Q=4000 \text{ Н/м}$



Опорні реакції

$$\Sigma X = X_A = 0.$$

$$\Sigma M_A = M_A \cdot 3 - R = M_A - 3(4q) = 0$$

$$M_A = 3q \cdot 4 = 3 \cdot 1000 \cdot 4 = 12000 \text{ Н·м} \uparrow$$

$$\Sigma Z = Z_A - R = Z_A - 4q = 0;$$

$$Z_A = 4q = 4 \cdot 1000 = 4000 \text{ Н} \downarrow$$

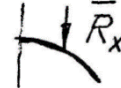
Перевірка:

$$\Sigma M_C = M_A - 5Z_A + R \cdot 2 = 12000 - 5 \cdot 4000 + 4 \cdot 1000 \cdot 2 = 0.$$

1) Ділянка «CB»: $x \in [0, 4\text{м}]$, переріз 1-1.

$$M_{\text{и}} = (\Sigma M)_{\text{справа}} M_{\text{и}} = -R_x \cdot \frac{x}{2} = - (qx) \cdot \frac{x}{2} = - \frac{qx^2}{2} = - \frac{1000}{2} x^2 = -500x^2 - \text{квадратна}$$

залежність від x (парабола) $M_{\text{и}} < 0$



- Переріз «C»: $x=0$; $M_{\text{и}} = -500 \cdot 0^2 = 0$

- Переріз «B»: $x=4\text{м}$; $M_{\text{и}} = -500 \cdot 4^2 = -8000 \text{ Н·м}$

- Переріз «Д»: $x=2\text{м}$; $M_{\text{и}} = -500 \cdot 2^2 = -2000 \text{ Н·м}$

Участок «BA»: $x \in [0; 1]\text{м}$; переріз 2-2

$$M_{\text{и}} = (\Sigma M)_{\text{слева}} = Z_B \cdot x = 2000x - \text{лінійна залежність від } x.$$

Тут знаки моментів:



- Переріз «A»: $x=0$; $M_{\text{и}} = 4000 \cdot 0 - 12000 = -12000 \text{ Н·м}$ – небезпечне перетин

- Переріз «B»: $x=1\text{м}$; $M_{\text{и}} = 4000 \cdot 1 - 12000 = -8000 \text{ Н·м}$ – небезпечне перетин

У перетині «B2 параболу плавно переходить в похилу пряму.

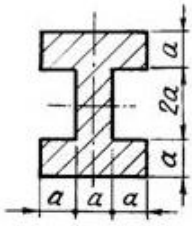
Можна було б на ділянці «BA» відраховувати x від точки C: $x \in [4\text{м}; 5\text{м}]$ - переріз 2-2.



$$M_{\text{и}} = (\Sigma M)_{\text{справа}} = -R(x-2);$$

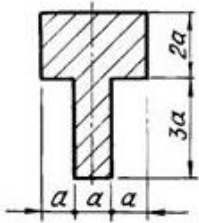
Завдання для контрольної роботи №1:

Варіант 1



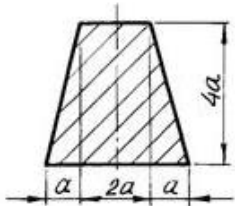
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Структурна класифікація плоских механізмів

Варіант 2



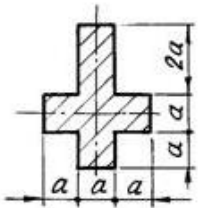
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Види зубчастих передач. Класифікація

Варіант 3



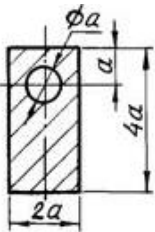
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Класифікація кулачкових механізмів

Варіант 4



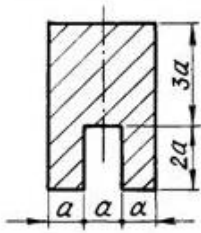
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Кинематичний аналіз плоских механізмів

Варіант 5



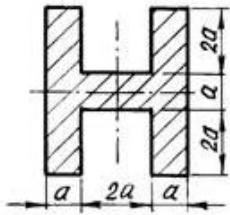
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Профілювання кулачка

Варіант 6



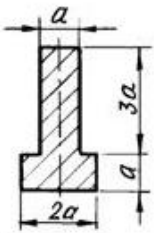
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Загальні відомості про передачі обертання

Варіант 7



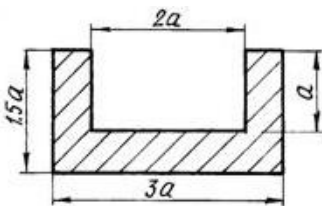
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Основна теорема зачеплення (теорема Вілліса)

Варіант 8



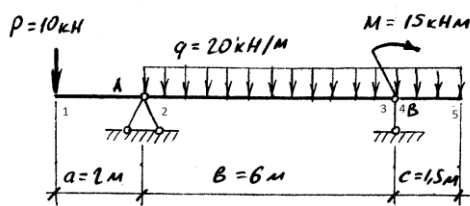
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Методи нарізання зубчастих коліс

Варіант 9



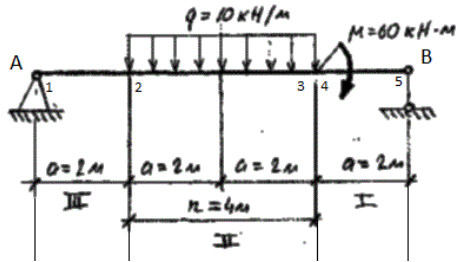
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Кінематичний аналіз і класифікація фрикційних і зубчастих механізмів

Варіант 10



- 1) Побудувати епюри внутрішніх силових факторів балки, представленої на схемі
- 2) Визначити переміщення в небезпечному перерізі балки, представленої на схемі
- 3) Кінематический анализ эпициклических механізмів

Варіант 11

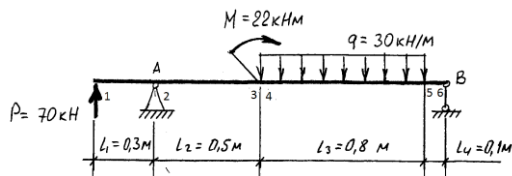


1) Побудувати епюри внутрішніх силових факторів балки, представленої на схемі

2) Визначити переміщення в небезпечному перерізі балки, представленої на схемі

3) Трение в кинематических парах. Виды трения

Варіант 12

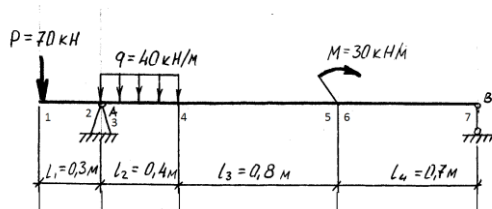


1) Побудувати епюри внутрішніх силових факторів балки, представленої на схемі

2) Визначити переміщення в небезпечному перерізі балки, представленої на схемі

3) Коэффициент полезного действия (кпд) машины

Варіант 13

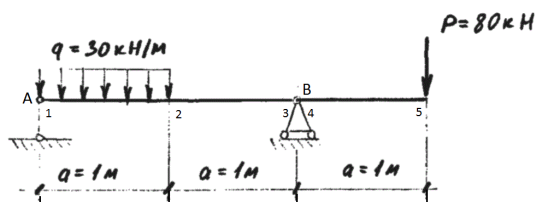


1) Побудувати епюри внутрішніх силових факторів балки, представленої на схемі

2) Визначити переміщення в небезпечному перерізі балки, представленої на схемі

3) Структурная классификация плоских механизмов

Варіант 14

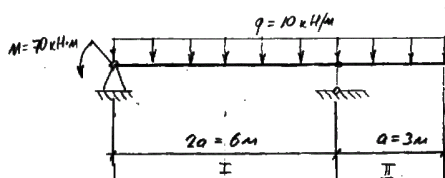


1) Побудувати епюри внутрішніх силових факторів балки, представленої на схемі

2) Визначити переміщення в небезпечному перерізі балки, представленої на схемі

3) Виды зубчатых передач. Классификация

Варіант 15

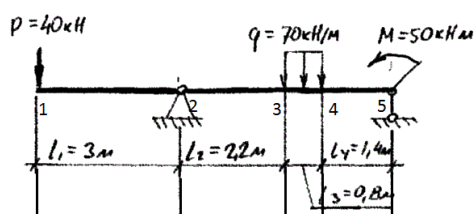


1) Побудувати епюри внутрішніх силових факторів балки, представленої на схемі

2) Визначити переміщення в небезпечному перерізі балки, представленої на схемі

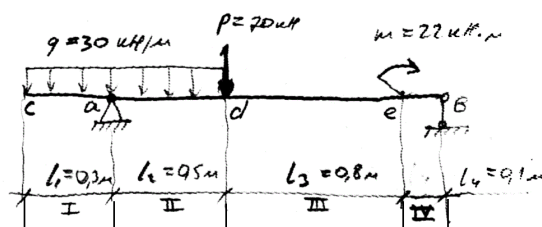
3) Классификация кулачковых механизмов

Варіант 16



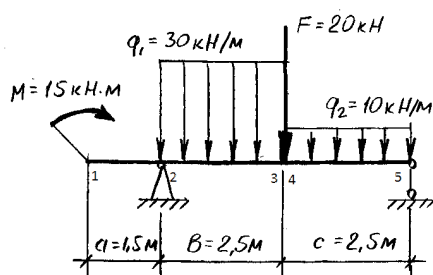
- 1) Побудувати епюри внутрішніх силових факторів балки, представленої на схемі
- 2) Визначити переміщення в небезпечному перерізі балки, представленої на схемі
- 3) Кинематический анализ плоских механизмов

Варіант 17



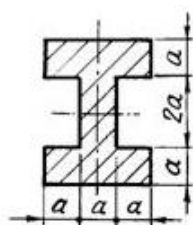
- 1) Побудувати епюри внутрішніх силових факторів балки, представленої на схемі
- 2) Визначити переміщення в небезпечному перерізі балки, представленої на схемі
- 3) Профилирование кулачка

Варіант 18



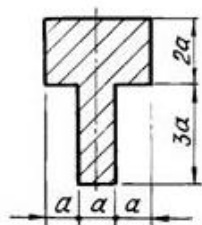
- 1) Побудувати епюри внутрішніх силових факторів балки, представленої на схемі
- 2) Визначити переміщення в небезпечному перерізі балки, представленої на схемі
- 3) Общие сведения о передачах вращения

Варіант 19



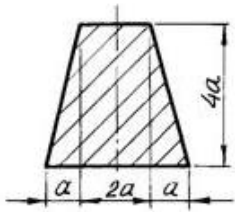
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Основная теорема зацепления (теорема Виллиса)

Варіант 20



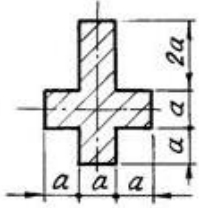
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Методы нарезания зубчатых колёс

Варіант 21



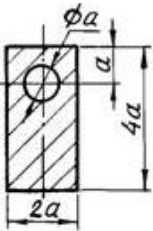
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Кинематический анализ и классификация фрикционных и зубчатых механизмов

Варіант 22



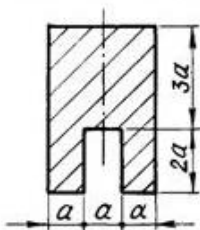
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Кинематический анализ эпициклических механизмов

Варіант 23



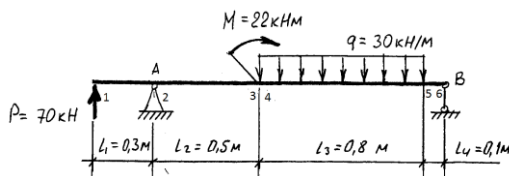
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Трение в кинематических парах. Виды трения

Варіант 24



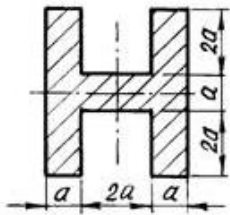
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Коэффициент полезного действия (кпд) машины

Варіант 25



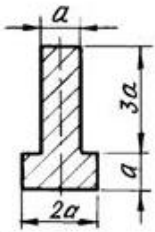
- 1) Побудувати епюри внутрішніх силових факторів балки, представленої на схемі
- 2) Визначити переміщення в небезпечному перерізі балки, представленої на схемі
- 3) Структурная классификация плоских механизмов

Варіант 26



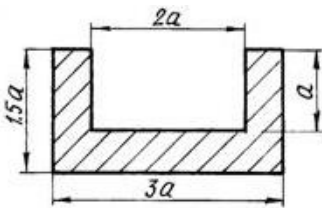
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Види зубчатих передач. Классификация

Варіант 27



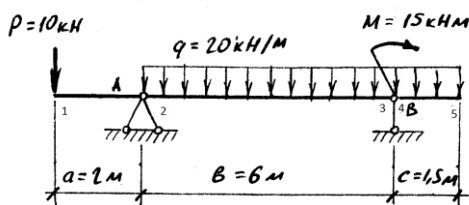
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Классификация кулачковых механизмов

Варіант 28



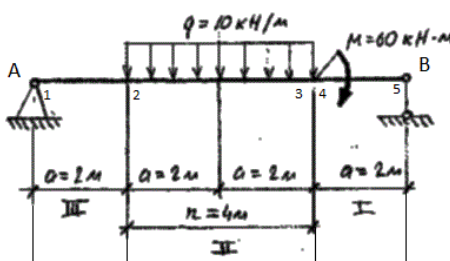
- 1) Визначити статичний момент плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру. Визначити центр ваги.
- 2) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо осей, що збігаються з зовнішніми сторонами контуру.
- 3) Визначити момент інерції плоского перетину (див. Рисунок) щодо центральних осей
- 4) Кинематический анализ плоских механизмов

Варіант 29



- 1) Побудувати епюри внутрішніх силових факторів балки, представленої на схемі
- 2) Визначити переміщення в небезпечному перерізі балки, представленої на схемі
- 3) Профилирование кулачка

Варіант 30



- 1) Побудувати епюри внутрішніх силових факторів балки, представленої на схемі
- 2) Визначити переміщення в небезпечному перерізі балки, представленої на схемі
- 3) Общие сведения о передачах вращения

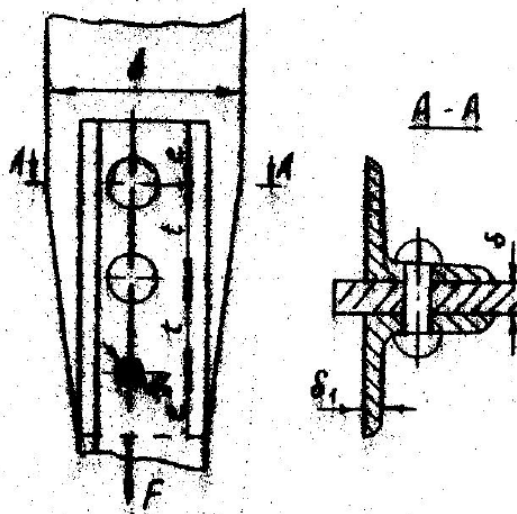
Типові приклади розрахунку заклепочних з'єднань

Приклад 1

Спроекувати заклепочне з'єднання кріплення розкошу ферми з фасонним листом/ косинкою. На з'єднання діє статичне розтягуюче навантаження $F = 495 \text{ кН}$. Матеріал кутиків, косинки і заклепок – сталь Ст3. Отвори під заклепки просвердлені.

Розв'язок

1. Приймаючи згідно ГОСТ 380-71 для сталі Ст3 границю міцності $\sigma_B = 470 \text{ МПа}$, визначимо допустимі напруги на розтяг $[\sigma]_p$, зріз $[\tau]_{зр}$ і зминання $[\sigma]_{зм}$. При $\sigma_T / \sigma_B = 240 / 470 = 0.51$ допустимий запас міцності $[n] = 1.5$ тому $[\sigma]_p = \sigma_T / [n] = 240 / 1.5 = 160 \text{ МПа}$; $[\tau]_{зр} = 0.7 \dots 0.9 / [\sigma]_p = 0.7 \dots 0.9 / 160 = 140 \text{ МПа}$; $[\sigma]_{зм} = 1.7 \dots 2.0 / [\sigma]_p = 1.7 \dots 2.0 / 160 = 320 \text{ МПа}$.



2.3 умови міцності на розтяг визначимо необхідну площу поперечного перерізу кутика. Попередньо приймемо коефіцієнт міцності заклепочного шва $\varphi = 0.8$.

$$A = \frac{F}{(2\varphi[\sigma]_p)} = \frac{495 \cdot 10^3}{2 \cdot 0.8 \cdot 160} = 1930 \text{ мм}^2$$

За таблицями сортаменту прокатних профілів виберемо прокатну кутикову рівнобічну сталь /ГОСТ 8509-72/ з профілем №10 габаритним и розмірами $100 \times 100 \times 10 \text{ мм}$ і площею поперечного перерізу $A = 1920 \text{ мм}^2$.

3. Розглядаючи площі кутиків як накладки в двозрізних швах, обчислимо товщину косинки: $S = S_1 / 0.6 = 10 / 0.6 = 16.7 \text{ мм}$, узгодивши товщину косинки з стандартом на нормальні лінійні розміри /ГОСТ 6636-69/, приймемо $S = 18 \text{ мм}$.

4.3 урахуванням рекомендованих середніх норм міцних швів призначимо діаметр поставленої заклепки $d_0 = 1.5 S = 1.5 \cdot 18 = 27 \text{ мм}$ і, узгодивши його з ГОСТ 14797-75, приймемо остаточно $d_0 = 29 \text{ мм}$.

5. Перевіримо дійсний коефіцієнт міцності шва за фактичною площею поперечного перерізу кутика, ослабленого отвором під заклепку. При цьому розходження між попередньо прийнятим і фактичним значенням коефіцієнта міцності заклепочного шва становить:

$\Delta = [(0.85 - 0.8) / 0.85] 100 \approx 6\%$. Оскільки це розходження невелике, а перехід до меншого за площею стандартного профілю викличе значне перевантаження матеріалу кутика, уточнювати розрахунок деталі не потрібно.

6. З умови міцності на розтяг визначимо мінімальну ширину фасонного листа в небезпечному перерізі/на рисунку переріз А-А:

$$B = \frac{F}{S[\sigma]_p} + d_0 \frac{495 \cdot 10^3}{18 \cdot 160} + 29 = 200 \text{ мм.}$$

7. З умови міцності на зріз знайдемо необхідну для кріплення розкосу ферми до фасонного листа кількість заклепок:

$$Z = \frac{4F}{i\pi d_0^2 [\tau]_{zp}} = \frac{4 \cdot 495 \cdot 10^3}{2 \cdot 3.14 \cdot 29 \cdot 140} = 2.7.$$

Тут i - число площі зрізу заклепки, $i=2$.

Прийmemo $Z=3$, крок заклепочного шва $t=3.5$ $d_0 = 3.5 \cdot 29 = 102$ мм, відстань від осі заклепки до краю деталі $l = 2d_0 = 2 \cdot 29 = 58$ мм. Таким чином, довжина заклепочного шва $l = 2t + 2e = 2 \cdot 102 + 2 \cdot 58 = 320$ мм.

8. Перевіримо заклепки і з'єднувані деталі за умовою міцності на зминання:

$$\sigma_{zm} = \frac{F}{ZSd_0} = \frac{495 \cdot 10^3}{3 \cdot 18 \cdot 29} = 316 \text{ МПа} < [\sigma]_{zm}.$$

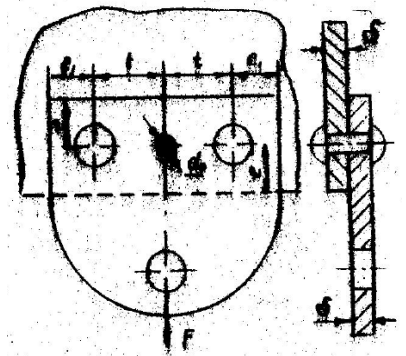
Отже, міцність заклепки і з'єднувальних деталей забезпечена.

Недовантаження при цьому складає:

$$\Delta = ([\sigma]_{zm} - \sigma_{zm}) / [\sigma]_{zm} \cdot 100 = [(320 - 316) / 320] \cdot 100 = 1.25\%.$$

Приклад 2

Розрахувати заклепочне з'єднання кріплення кронштейна з металоконструкцією. Навантаження змінне $F_{\max} = 12$ кН, $F_{\min} = 0$. Число циклів навантаження за строк служби з'єднання більша базового. Матеріал металоконструкції, кронштейна і заклепок сталь 20.



Розв'язок

1. Прийнявши згідно ГОСТ 1050-74 для сталі 20 границю міцності при розтягу

$\sigma_B = 420$ МПа, границю текучості $\sigma_T = 250$ МПа, попередньо визначимо границю витривалості при семіричному циклі розтягу-стиску:

$$\sigma_{-1p} = (0.65 \dots 0.75) \sigma_{-1} = 0.75 \cdot 90 = 140 \text{ МПа},$$

Де σ_{-1} - границя витривалості при згині а симетричним циклом,

$$\sigma_{-1} = (0.40 \dots 0.46) \sigma_B = 0.45 \cdot 420 = 190 \text{ МПа}.$$

2. Визначимо допустимі напруження на розтяг:

При статичному навантаженні/тобто з постійним циклом напруг/
 $[\sigma]_p = \sigma_T / [n] = 250 / 1.4 = 180$ МПа, де допустимий запас міцності $[n] = 1.4$ при

$$\sigma_T / \sigma_B = 250 / 420 = 0.6;$$

При симетричному циклі $[\sigma]_{-1p} = \sigma_{-1p} \varepsilon_\sigma \beta / (K_\sigma [S]) = 140 \cdot 1 \cdot 1 / (1.4 \cdot 1.5) = 67$, де

$$\varepsilon_\sigma = 1 -$$

масштабний фактор; $\beta=1$ - коефіцієнт, яким враховується стан поверхні деталі;

$K_\sigma=1.4$ - ефективний коефіцієнт концентрації напруги для сталюї прямокутної пластини з отвором при $\sigma_B = 420$ МПа; $[S]=1,5$ - допустимий запас міцності при циклічному навантаженні;

При пульсуючому циклі напруг

$$\sigma_{op} = 2[\sigma]_p [\sigma]_{-1p} / ([\sigma]_p + [\sigma]_{-1p}) = 2 \cdot 180 \cdot 67 / (180 + 67) = 98 \text{ МПа.}$$

3. Знайдемо допустиму напругу для матеріалу заклепок на зріз та зминання:

$$[\tau]_{zp} = 0.9[\sigma]_{op} = 0.9 \cdot 98 = 88 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma]_{zm} = 2[\sigma]_{op} = 2 \cdot 98 = 196 \text{ МПа.}$$

4. З умови міцності заклепок на зріз $[\tau]_{zp} = 4F / (zi\pi d_0^2) \leq [\tau]_{zp}$ при кількості заклепок $z=3$ і

Кількості площин зрізу $i=1$ знайдемо діаметр поставленої заклепки:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F}{zi\pi[\tau]_{zp}}} = \frac{4 \cdot 12 \cdot 10^3}{3 \cdot 1 \cdot 3.14 \cdot 88} = 7.8 \text{ мм,}$$

Згідно з ГОСТ 14797-75 приймемо $d_0 = 8.5$ мм.

5. З умови міцності на зминання стінок отворів $\sigma_{zm} = F / (zd_0\delta) \leq [\sigma]_{zm}$ визначимо товщину кронштейна:

$$\delta \geq \frac{F}{zd_0[\sigma]_{zm}} = \frac{12 \cdot 10^3}{3 \cdot 8.5 \cdot 196} = 2.4 \text{ мм.}$$

Згідно з ГОСТ 6636-69 приймаємо $\delta = 2.5$ мм. Оскільки для заклепочного шва внапуск виконується умова $d_0 \geq 2$, коригування діаметра заклепки не потрібне.

6. Використовуючи рекомендовані норми проектування міцних швів, визначимо розміри

з'єднання. Крок заклепочного шва $t = 3d_0 = 3 \cdot 8.5 = 25$ мм; відстань від центра заклепки до вільного краю в напрямі перпендикулярному до напрямку дії сили $e_1 = 1.5d_0 = 1.5 \cdot 8.5 \approx 13$ мм; відстань від центра заклепки до вільного краю в напрямі дії сили $e = 2d_0 = 2 \cdot 8.5 \approx 17$ мм. При цьому $B = 2t + 2e_1 = 2 \cdot 25 + 2 \cdot 13 = 76$ мм.

7. Перевіримо міцність кронштейна при циклічному навантаженні матеріалу з

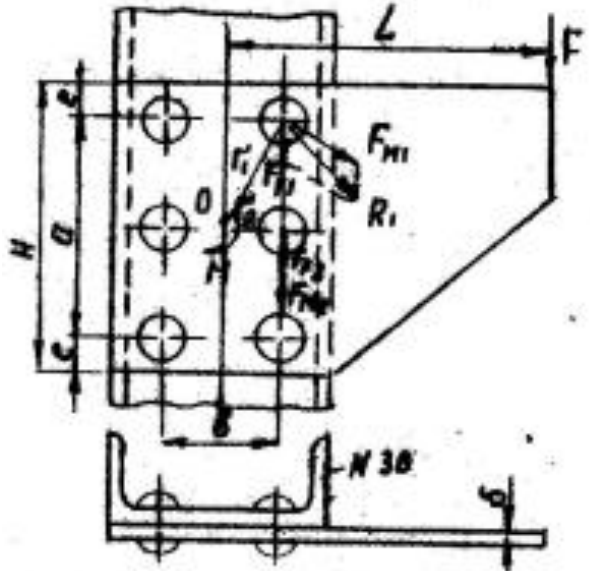
пульсуючим циклом напруг в поперечному перерізі, ослабленому отворами під заклепки.

$$\sigma_{op} = \frac{F}{(B - 3d_0)\delta} = \frac{12 \cdot 10^3}{(76 - 3 \cdot 8.5) \cdot 2.5} = 94 \text{ МПа} < [\sigma]_{op}$$

Недовантаження при цьому $\Delta = \frac{[\sigma]_{op} - \sigma_{op}}{[\sigma]_{op}} 100 = \frac{98 - 94}{98} 100 = 4.1\%$ цілком допустиме.

Приклад 3

Розрахувати заклепочний шов для кріплення фасонного листа /косинки/ до швелерної балки. Навантаження статичне, $F = 100$ кН, виліт: $L = 430$ мм, розміри: $d = 320$ мм, $l = 60$ мм. Матеріал швелера, косинки і заклепок – Ст2. Отвори під заклепки просвердлені.



Розв'язок

1. Визначимо допустимі напруги для

Сталі Ст2 на розтяг $[\sigma]_p$, згин $[\sigma]_{зг}$,

зріз $[\tau]_{зр}$ і зминання $[\sigma]_{зм}$. Згідно з

ГОСТ 380-71 границя міцності Ст2 $\sigma_s = 340$ МПа,

границя текучості $\sigma_T = 220$ МПа. При відношенні $\sigma_T / \sigma_B = 220 / 340 = 0,65$ допустимий запас міцності при статичному розтягу $[n] = 1,7$, тому

$$[\sigma]_p = \sigma_T / [n] = 220 / 1,7 = 130 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{зг} = 1,2 [\sigma]_p = 1,2 \cdot 130 = 156 \text{ МПа}; [\tau]_{зр} = 0,7 \dots 0,9 [\sigma]_p = 0,7 \dots 0,9 / 130 = 100 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{зм} = 2 [\sigma]_p = 2 \cdot 130 = 260 \text{ МПа}.$$

2. Розрахуємо навантаження, що діють на заклепочне з'єднання, момент $M = FL = 100 \cdot 10 \cdot 0,43 = 43 \cdot 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$ намагається повернути косинку навколо центра ваги 0.

Зусилля від моменту, діючі на заклепки, пропорційні відстаням від точки їх прикладання до центра ваги 0: $F_{M1} / F_{M2} = r_1 / r_2$ де

$$r_1 = \sqrt{(0,5a)^2 + 0,5b^2} = \sqrt{(0,5 \cdot 320)^2 + (0,5 \cdot 200)^2} = 189 \text{ мм};$$

$$r_2 = 0,5b = 0,5 \cdot 200 = 100 \text{ мм}.$$

Зовнішній момент, що діє на косинку, зрівноважується сумою моментів, діючих на заклепки: $M = 4F_{M1} \cdot r_1 + 2F_{M1} \cdot r_2$. Виразивши F_{M1} через F_{M2} , дістаємо:

$$M = 4F_{M1}r_1 + 2F_{M1}r_2^2 / r_1, \text{ звідки знайдемо:}$$

$$F_{M1} = \frac{M}{2(2r_1 + r_2^2 / r_1)} = \frac{4,3 \cdot 10^6}{2(2 \cdot 189 + 100^2 / 189)} = 49,6 \cdot 10^3$$

$$l_{\phi} = l_{\phi} \frac{V_R}{B} = 328 \frac{41,4}{125} = 109$$

$$F_{M2} = F_{M1} \frac{r_2}{r_1} = 49,6 \cdot 10^3 \frac{100}{189} = 26,7 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Зусилля, діючі на заклепки від сили F , однакові для всіх заклепок становлять

$F_f = F / r = 100 \cdot 10 / 6 = 16,7 \cdot 10 \text{ Н/з} = 6$ – кількість заклепок. Сумарне зусилля, що сприймається найбільш навантаженою заклепкою.

$$R_1 = \sqrt{F_{M1}^2 + F_p^2} = \sqrt{49 \cdot 10^3 / ^2 + 16,7 \cdot 10^3 / ^2} = 52,3 \cdot 10 \text{ Н.}$$

3. З умови міцності заклепки на зріз $\tau_{zp} = 4R_1 / (z\pi d_0^2) \leq [\tau]_{zp}$. При кількості площин зрізу $I = 1$ обчислимо діаметр поставленої заклепки:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4}{i\pi[\tau]_{zp}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 52,3 \cdot 10^3}{1 \cdot 3,14 \cdot 100}} = 25,6 \text{ мм.}$$

Згідно з ГОСТ 14797-75 найближчий діаметр поставленої заклепки $d_0 = 26$ мм.

4. З умови міцності заклепки на зминання $\sigma_{zm} = R_1 / (d_0 S) \leq [\sigma]_{zm}$

$$S \geq \frac{R_1}{d_0 [\sigma]_{zm}} = \frac{52,3 \cdot 10^3}{26 \cdot 260} = 7,8 \text{ мм. Згідно з ГОСТ 6636-69 прийmemo } S = 8 \text{ мм.}$$

5. Перевіримо міцність косинки на згині за перерізом, ослабленим отворами під заклепки:

$$\sigma_{32} = \frac{M}{W_x} = \frac{F(L - 0,58)}{W_x} = \frac{100 \cdot 10^3 / 430 - 0,5 \cdot 200}{2,12 \cdot 10^5} = 155 \text{ МПа, де } W_x - \text{осьовий момент}$$

опору небезпечного перетину,

$$W_x = \frac{S}{6H} (H^3 - 3d_0^3 - 6^2 d_0) = \frac{8}{6 \cdot 440} / 440^3 - 3 \cdot 26^3 - 6 \cdot 320^2 \cdot 26 / = 2,12 \cdot 10^5 \text{ мм}^3.$$

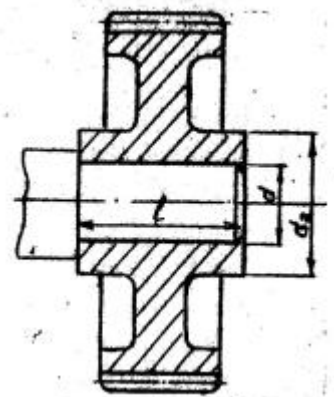
$$\text{При цьому недовантаження } \Delta = \left[\frac{[\sigma]_{\text{ц}} - \sigma_{\text{ц}}}{[\sigma]_{\text{ц}}} \right] 100 = \left[\frac{156 - 155}{156} \right] 100 = 0,65\%$$

Незначне.

Приклад 4

Підібрати посадку зубчастого колеса на вал. Матеріал колеса – сталь 40Х (границя текучості 550 МПа), вала – сталь 45. З'єднання навантажене скручувальним моментом $T = 955 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і осьовою силою $F = 630 \text{ Н}$. Діаметр вала $d = 55 \text{ мм}$, діаметр маточини колеса $d_2 = 90 \text{ мм}$, довжина маточини $L = 80 \text{ мм}$. Шорсткість посадочних поверхонь.

$Ra_1 = Ra_2 = 1, 25 \text{ мкм}$. Складання з'єднання – механічним пресуванням.



Розв'язок

1. Визначимо контактний тиск у з'єднанні / прийmemo коефіцієнт запасу зчеплення $K = 2$, коефіцієнт тертя $f = 0$, 1 / поверхні попередньо змащені

$$P_k = \frac{K \sqrt{(2T/d)^2 + F_Q}}{f \pi d l} = \frac{2 \sqrt{2 \cdot 955 \cdot 10 / 55^2 + 630^2}}{0,1 \cdot 3,14 \cdot 55 \cdot 80} = 25 \text{ МПа.}$$

2. Обчислюємо розрахунковий натяг:

$$\Delta = P \cdot d \cdot 10^3 \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 25 \cdot 55 \cdot 10^3 \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{2,5}{2,1 \cdot 10^5} \right) =$$

$$= 21 \text{ мкм,}$$

$$\text{де } C_1 = [(d^2 + d_1^2) / (d^2 - d_1^2)] \mu_1 = [55^2 / 55^2] \cdot 0,3 = 0,7;$$

$$C_2 = [(d_2^2 + d^2) / (d_2^2 - d^2)] \mu_2 = [(90^2 + 55^2) / (90^2 - 55^2)] \cdot 0,3 = 2,5;$$

$$E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа, } \mu_1 = \mu_2 = 0,3 \text{ - модулі пружності і коефіцієнти поперечної деформації матеріалів вала і колеса; } d_1 = 0 \text{ /вал суцільний/}.$$

3. Розрахуємо мінімальний натяг, необхідний для передачі зовнішнього навантаження, з врахуванням поправки на змінання мікронерівностей посадочних поверхонь:

$$[N]_{\min} \geq \Delta + u = 21 + 13,7 = 34,7 \text{ мкм.}$$

$$\text{де } u = 5,5 / (R_{a1} + R_{a2}) = 5,5 / (1,25 + 1,25) = 13,7 \text{ мкм - поправка на змінання мікронерівностей.}$$

4. Визначимо максимальний натяг, допустимий за умовою міцності насадженої на вал деталі, з урахуванням поправки на змінання мікронерівностей посадочних поверхонь:

$$[N]_{\max} = [\Delta]_{\max} - u = 143 - 13,7 = 129,3 \text{ мкм,}$$

$$\text{де } [\Delta]_{\max} = [P]_{\max} \Delta / P = 170 \cdot 21 / 25 = 143 \text{ мкм - максимальна за умовою міцності деформація маточного колеса;}$$

$$[P]_{\max} = 0,5 \sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2] = 0,5 \cdot 550 [1 - (55/90)^2] = 170 \text{ МПа - максимально допустимий за умовою міцності тиск.}$$

5. Орієнтуючись на рекомендовані ГОСТ 25347 – 82 посадки, вибираємо посадку зубчастого колеса на вал так, щоб $[N]_{\min} \leq N_t \min$ і

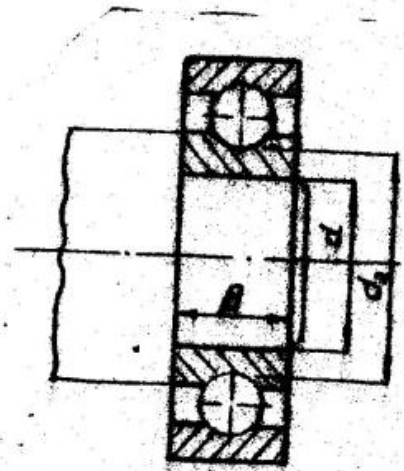
$[N]_{\max} \geq N_t \max$ ($N_t \min + N_t \max$) – натяг стандартних посадок відповідно мінімальний і максимальний/. Цим умовам задовольняють посадки 55H7/t6 і Ø55H7/u7. Граничні відхилення отвору для квалітету H7: 0 і +30 мкм; граничні відхилення вала для квалітету t6 : + 66 і + 85 мкм, $N_t \min = 36$ мкм, $N_t \max = 85$ мкм; граничні відхилення вала для квалітету u7: 87 і + 117 мкм, $N_t \min = 87$ мкм, $N_t \max = 117$ мкм. Використання посадки 55H7/u7 краще, оскільки при цьому виготовлення деталей дешевше, тому призначаємо її для з'єднання.

6. Розраховуємо для вибраної посадки зусилля пресування

$$F_{max} = \pi d (f(N_{tmax} - u) p / 4 = 3,14 \cdot 55 \cdot 80 \cdot 0,1 / (117 - 13,7) \cdot 25 / 21 = 1,67 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Приклад 5

Визначити зусилля запресовки внутрішнього кільця шарикопідшипника 211 на вал при посадці Н7/к6. Матеріал вала – сталь 45, кільця – сталь ШХ-15. Шорсткість посадочних поверхонь $R_{a1} = R_{a2} = 1,25 \text{ мкм}$.



Розв'язок

1. Встановимо розміри з'єднання: діаметр вала (внутрішній діаметр підшипника) $d = 55 \text{ мм}$, зовнішній діаметр кільця $d_2 \approx 63,2 \text{ мм}$, ширина кільця $B = 21 \text{ мм}$, (за ГОСТ 8338-75), $d_1 = 0$ (вал суцільний)
2. Визначимо найбільший розрахунковий натяг для заданої посадки $\text{Ø}55\text{H7/k6}$ з врахуванням поправки на змінання мікронерівностей посадочних поверхонь.

Граничні відхилення отвору при виготовленні вала квалітету Н7, складають 0 і +30 мкм; граничні відхилення вала для квалітету к6: +2 і +21 мкм максимальний натяг посадки $N_{t \max} = 21 \text{ мкм}$. Поправки на змінання мікронерівностей поверхні

$$u = 5,5(R_{a1} + R_{a2}) = 5,5(1,25 + 1,25) = 13,7 \text{ мкм}$$

$$N_{max} = N_{tmax} - u = 21 - 13,7 = 7,3 \text{ мкм}$$

3. Використовуючи залежність між тиском на поверхні сполуки деталей і розрахунковим натягом, що впливає з теорії розрахунку товстостінних циліндрів визначасмо тиск:

$$p = \frac{N_{max}}{10^3 d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} = \frac{7,3}{10^3 \cdot 55 \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{7,6}{2,1 \cdot 10^5} \right)} = 3,35 \text{ МПа}$$

$$C_1 = \frac{d^2 - d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{55^2}{55^2} - 0,3 = 0,7$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{63,2^2 + 55^2}{63,2^2 - 55^2} + 0,3 = 7,6$$

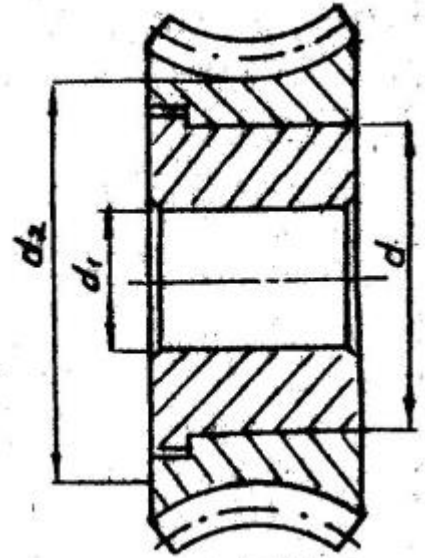
$E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$, $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ - модулі пружності і коефіцієнт поперечної деформації матеріалів деталей з'єднання

4. Приймаючи коефіцієнт запасу зачеплення $K=1$, коефіцієнт тертя $f=0,1$ обчислимо зусилля запресовки підшипника на вал:

$$F_{max} = p f \pi d B = 3,35 \cdot 0,1 \cdot 3,14 \cdot 55 \cdot 21 = 1215 \text{ Н}$$

Приклад 6

Підібрати посадку вінця черв'ячного колеса з колісним центром. Матеріал вінця – бронза Бр.А954 /границя текучості 200 МПа/, колісного центра – чавун СЧ - 15. З'єднання навантажене скручувальним моментом $T = 520 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і осьовою силою $F_d = 810 \text{ Н}$. Діаметр посадочної поверхні $d = 250 \text{ мм}$, діаметр отвору для посадки черв'ячного колеса на вал $d_1 = 60 \text{ мм}$, діаметр кола западин черв'ячного колеса $d_2 = 290 \text{ мм}$, довжина посадочної поверхні $l = 70 \text{ мм}$. Шороткість посадочних поверхонь $R_{z1} = R_{z2} = 20 \text{ мкм}$.
Складення з'єднання – нагріванням вінця черв'ячного колеса.



Розв'язок

1. Знайдемо необхідний контактний тиск у з'єднанні / приймемо коефіцієнт запасу зчеплення $K = 2$, коефіцієнт тертя $f = 0.08$

$$p = \frac{K \sqrt{(2T/d)^2 + F_d^2}}{f \pi d l} = \frac{2 \sqrt{2 \cdot 520 \cdot 10^3 / 250^2 + 810^2}}{0,08 \cdot 3,14 \cdot 250 \cdot 70} = 1,94 \text{ МПа}$$

2. Визначимо мінімальний розрахунковий натяг. Приймемо константи пружності матеріалів: модулі пружності $E_1 = 1.2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – для чавуну, $E_2 = 1.0 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – для бронзи. Коефіцієнти поперечної деформації $\mu_1 = 0,25$ і $\mu_2 = 0,33$

Одержимо:

$$\Delta \geq p d 10^3 \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 1,94 \cdot 250 \cdot 10^3 \left(\frac{0,87}{1,2 \cdot 10^5} + \frac{7,1}{1,0 \cdot 10^5} \right) = 38 \text{ мкм};$$

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{250^2 + 60^2}{250^2 - 60^2} - 0,25 = 0,87;$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{290^2 + 250^2}{290^2 - 250^2} + 0,33 = 7,1.$$

3. Обчислимо мінімальний натяг, необхідний для передачі зовнішнього навантаження. Поправка на змінання мікронерівностей

$$u = 1,2 (R_{z1} + R_{z2}) = 1,2 / 20 + 20 / = 48 \text{ мкм};$$

$$[N]_{min} \geq \Delta + u = 38 + 48 = 86 \text{ мкм}.$$

4. Знайдемо максимальний натяг, допустимий за умовою міцності вінця черв'ячного колеса, з врахуванням поправки на змінання

мікронерівностей посадочних поверхонь. Попередньо визначимо максимальну за умовою міцності деформацію вінця колеса:

$$[\Delta]_{max} = [P]_{max} \Delta / P = 26 \cdot 38 / 1.94 = 501 \text{ мкм}$$

$[P]_{max} = 0,5\sigma_T [1 - (d/d_2)^2] = 0,5 \cdot 200 [1 - (250/290)^2] = 26 \text{ МПа}$ – максимально допустимий за умовою міцності тиск

$$[N]_{max} = [\Delta]_{max} - \Delta = 501 - 48 = 453 \text{ мкм}$$

7. Згідно з ГОСТ 25347-82 підберемо посадку вінця черв'ячного колеса на колісний центр так, щоб $[N]_{min} \leq N_t \leq [N]_{max}$. Цим умовам задовольняє ряд посадок, серед яких згідно зі стандартом слід віддати перевагу $\varnothing 55 \text{ H7/s6}$. Граничні відхилення отвору для квалітету H7: 0 і +46 мкм; граничні відхилення вала для квалітету s6: +140 і +169 мкм. Максимальний і мінімальний натяг $N_t \text{ max} = +94 \text{ мкм}$ $N_t \text{ min} = +169 \text{ мкм}$.

8. Визначимо температуру нагрівання вінця черв'ячного колеса, необхідну для складання з'єднання. Приймемо значення зазора для зручності складання при $d = 250 \text{ мм}$, $Z_{ск} = 20 \text{ мкм}$, коефіцієнт лінійного розширення для бронзи $\alpha = 19 \cdot 10^{-6} \text{ 1/град}$:

$$t = 20^\circ + \frac{N_{t \text{ max}} + Z_{ск}}{10^3 d \alpha} = 20^\circ + \frac{169 + 20}{10^3 \cdot 150 \cdot 19 \cdot 10^{-5}} = 60^\circ$$

Приклад 7

Розрахувати зварне з'єднання Кріплення форми, що складається з двох нерівнобоких кутиків та фасонного листа/косинки. На з'єднання діє змінне навантаження $F_{max} = 250 \text{ кН}$, $F_{min} = -40 \text{ кН}$. Матеріал кутиків і косинки – Ст3. Шви виконані ручним дуговим зварюванням електродом 338.

Розв'язок

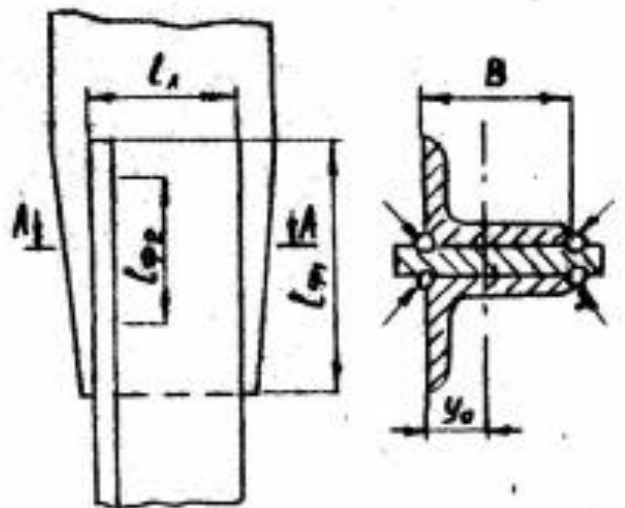
1. Визначимо допустиму напругу для сталі Ст3 границя міцності $\sigma_s = 470 \text{ МПа}$ /ГОСТ 380-71/.

При $\sigma_T / \sigma_s = 240 / 470 = 0,51$ допустима

напруга на розтяг при статичному навантаженні $[\sigma]_p = \sigma_T / [n] = 240 / 1,5 = 160$

МПа. Коефіцієнт зниження допустимої напруги для зварних з'єднань, що працюють при змінному навантаженні,

$$\gamma = \frac{I}{(aK_\sigma + e) - (aK_\sigma - e)R} = \frac{I}{(0,58 \cdot 3,4 + 0,26) + (0,58 \cdot 3,4 - 0,26)0,2} = 0,41,$$



де коефіцієнти $a = 0,58$, $B = 0,26$

(для вуглецевої сталі); $K_\sigma = 3,4$ – ефективний коефіцієнт концентрації напруги для кругового флангового шва; $R = F_{\min} / F_{\max} = -50/250 = -0,2$ – коефіцієнт асиметрії циклу напруг.

Розрахункова допустима напруга

$$[\sigma] = \gamma[\sigma]_p = 0,41 \cdot 160 = 65,5 \text{ МПа.}$$

2. З умови міцності на розтяг визначимо площу поперечного перерізу кутика: $A = F / (2[\sigma]) = 250 \cdot 10^3 / (2 \cdot 65,5) = 1920 \text{ мм}^2$.

За таблицями сортаменту прокатних профілів прийемо прокатну кутикову нерівнобічну сталь /ГОСТ 6510-72/ а профілем №12,5/8 габаритними розмірами 125x80x10 мм та площею поперечного перерізу 1970 мм^2 .

3. Приймавши попередньо допустиму напругу на зріз для зварних швів, виконаних річним дуговим зварюванням електродами звичної якості $[\tau] = 0,6[\sigma] = 0,6 \cdot 65,5 = 39,4 \text{ МПа}$, розрахуємо повну довжину сварного шва на один кутик, прийемо катет шва $K = 10 \text{ мм}$:

$$l = \frac{F}{0,7K \cdot 2} = \frac{250 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 10 \cdot 39,4 \cdot 2} = 458 \text{ мм.}$$

4. Визначимо довжину кожного з швів з'єднання. Довжину лобового шва прийемо рівній ширині полиці кутика $l_A = B = 125 \text{ мм}$. Сумарна довжина флангових швів $l_\phi = l - l_A = 458 - 125 = 328 \text{ мм}$. Приймавши довжини флангових швів обернено пропорційними відстаням до осі, що проходить через центр ваги несиметричного профілю перерізу кутика, одержимо:

$$l_{\phi_1} = l_\phi \frac{B - V_0}{B} = 328 \frac{125 - 41,4}{125} = 219 \text{ мм}$$

$$l_{\phi_2} = l_\phi \frac{V_R}{B} = 328 \frac{41,4}{125} = 109 \text{ мм.}$$

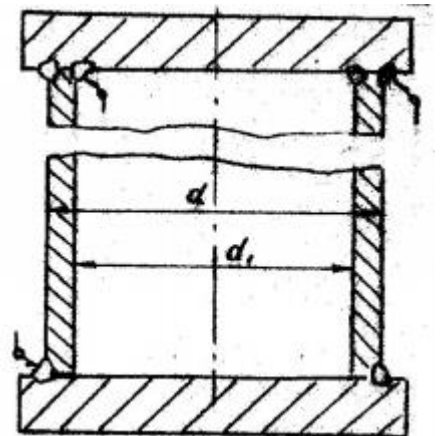
Враховуючи дефекти, що виникають при зварюванні /непровар на початку і кратер в кінці шва/, довжину кожного флангового шва збільшимо на величину катета шва. Остаточню прийемо $l_{\phi_1} = 229 \text{ мм}$ і $l_{\phi_2} = 119 \text{ мм}$.

Приклад 8

Перевірити міцність швів зварного з'єднання труби з жорстко закріпленими недеформованими заглушками при зниженні температури від

$\sigma_s = 470 \text{ МПа}$ $t_1 = 20^\circ\text{C}$ до $t_2 = -25^\circ\text{C}$, зовнішній діаметр труби $d = 500 \text{ мм}$, внутрішній $d_i = 485 \text{ мм}$.

Матеріал труби сталь Ст3. Шви виконані ручним дуговим зварюванням електродом 342 (рисунок).



Розв'язок

Розглянемо два варіанти підготовки кромки труби: 1) зі скосом кромки; 2) без скосу кромки.

1. Визначимо допустимі напруги для зварних швів на розтяг $[\sigma^1]$ і на зріз $[\tau^1]$. При ручному дуговому зварюванні електродами звичайної якості $[\sigma^1] = 0,9[\sigma]_p$; $[\tau^1] = 0,6[\sigma]_p$, де $[\sigma]_p$ - допустима напруга на розтяг для основного матеріалу.

Для Ст3 згідно з ГОСТ 380-71 границя міцності $\sigma_a = 470$ МПа.

Границя текучості $\sigma_T = 240$ МПа. Допустимий запас міцності при співвідношенні $\sigma_T / \sigma_a = 240/470 = 0.51$; $n = 1,5$,

тому $[\sigma]_p = \sigma_T / [n] = 240/1.5 = 160$ МПа.

Отже $[\sigma^1] = 0.9 \cdot 160 = 144$ МПа; $[\tau^1] = 0.6 \cdot 160 = 96$ МПа.

2. Розглянемо з'єднання, виконане зі скосом кромки. Обчислимо температурні напруги, що виникають в кільцевих швах стикового з'єднання при зниженні температури повітря на $\Delta t = t_1 - t_2 = 20 - (-25) = 45^\circ \text{C}$ і жорсткому закріпленню труби. Прийmemo для сталі модуль пружності $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт лінійного розширення $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ 1/град. Тоді $\sigma_T = \alpha \Delta t E = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 45 \cdot 2.1 \cdot 10^5 = 114$ МПа. При цьому поздовжня сила, що виникає в поперечних перерізах труби,

$$F = \sigma_T A = \sigma_T \pi (d^2 - d_1^2) / 4 = 114 \cdot 3.14 / (500^2 - 485^2) \cdot 10^{-3} / 4 = 1323 \text{ кН}.$$

Оскільки $\sigma_T < [\sigma^1]$,

то зниження температури на $\Delta t = 45^\circ \text{C}$ для розгляду вального з'єднання виключне руйнування.

3. Розглянемо з'єднання, виконане без скосу кромки. Обчислимо температурну напругу, яка виникає у кільцевих кутових швах таврового з'єднання в разі зниження температури повітря на $\Delta t = 45^\circ \text{C}$ і жорсткого закріплення торців труби. Прийmemo катет шва рівним товщині стінки труби: $K = 0,5(d - d_1) = 0,5 / (500 - 485) = 7,5$ мм. Довжина шва $\ell = \pi d = 3.14 \cdot 500 = 1570$ мм.

$$\tau = \frac{F}{2\ell \cdot 0.7K} = \frac{1323 \cdot 10^3}{2 \cdot 1570 \cdot 0.7 \cdot 7.5} = 80,3 \text{ МПа}.$$

Оскільки $\tau < [\tau^1]$, то в цьому випадку міцність зварних швів буде забезпечена.

Приклад 9

Розрахувати зварні шви з'єднання бандажа і маточини прямозубого циліндричного зубчастого колеса з диском /рисунок/. Шви з'єднання – кутові. Потужність переведена зубчастим колесом, $P = 385$ кВт, частота його обертання $n = 300$ об/хв.

Діаметр маточини $d_m = 210$ мм, діаметр початкового кола колеса $d_w = 980$ мм, внутрішній діаметр $d_0 = 900$ мм, товщина диска $d = 15$ мм. Матеріал диска і шматочка – сталь Ст8, бандажа – сталь 45.

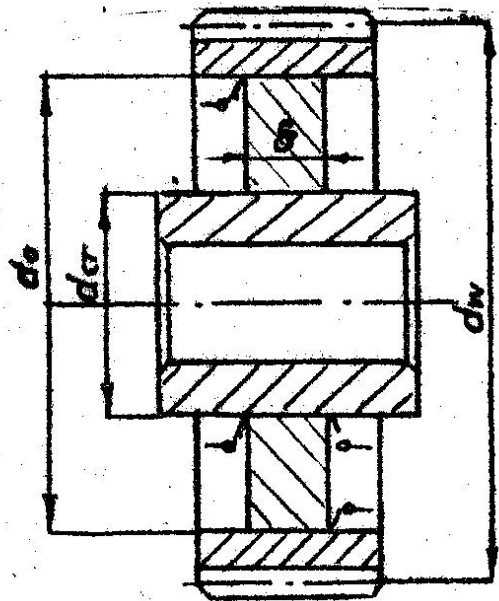
Зварювання ручне дугове електродами Э42.

Розв'язок

1. Визначено діючі на з'єднання навантаження: обертальний момент на валу колеса $T = 9550P/n = 9550 \cdot 385/300$ $M_k = 2 T/d_w = 2 \cdot 12256 \cdot 10^3/980 = 25012 \text{ Н} \cdot \text{м} = 12256 \text{ Н} \cdot \text{м}$; Колова сила у зачепленні
2. Розрахунок міцності зварних з'єднань зубчастого колеса виконують за коловим зусиллям в зачепленні..
3. Розглянемо з'єднання бандажа з диском. Приймемо, що бандаж приварений до диска суцільними швами, але через нерівномірність розподілу навантаження за довжиною швів в передачі зусилля приймає участь лише 1/8 периметрів швів.

Допустиме навантаження на зріз при статичному навантаженні і для зварювальних швів виконаних ручним дуговим зварюванням $[\tau'] = 0,6 [\sigma]_p = 0,6 \cdot 160 = 96$ МПа, де $[\sigma]_p = \sigma_T/[n] = 240/1.5 = 160$ МПа - допустима напруга для Ст3 на розтяг, $\sigma_T = 240$ МПа - границя текучості сталі Ст3, $[n] = 1.5$ - допустимий запас міцності при відношенні $\sigma_T/\sigma_B = 240/270 = 0,51$. $\sigma_B = 470$ МПа - границя міцності Ст3.

З умовами міцності зварних кутових швів таврового з'єднання бандажа з диском



$$\tau = 2T / [(1/3) \cdot 2 \cdot 0,7 K_1 \pi d_0]$$

визначимо катет шва:

$$K_1 = \frac{3T}{0,7 \pi d_0^2 [\tau']} = \frac{3 \cdot 12256 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 3,14 \cdot 900^2 \cdot 96} = 0,21 \text{ мм.}$$

З урахуванням технологічних умов ($K \geq 3 \text{ мм}$ при $S \geq 3 \text{ мм}$) остаточно приймаємо $K_1 = 3 \text{ мм}$.

4. Розглянемо з'єднання маточини з диском. Прийнемо, що диск насаджений на маточину з деяким зазором. У цьому випадку вважається, що зварні шви з'єднання навантаженні скручувальним моментом T і коловою силою F_t . Розрахунок виконується у припущенні, що в передачі навантаження бере участь $1/3$ периметрів швів. Приймаємо катет шва $K = 0,5 S = 0,5 \cdot 15 = 7,5 \text{ мм}$ і обчислимо напруження в швах.

Оскільки катет малий порівняно з діаметром маточини, який складає всього 3,57 % від діаметра маточини, можна вважати, що напруги від скручувального моменту діють по кільцевій площадці, рівній $0,7 K_2 \pi d_c$, а $d_c \approx d_m$ одержимо

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{T}{1/3 W_p} + \frac{F_t}{1/3 A} = \frac{3T}{0,7 K_2 \pi d_m^2} + \frac{3F_t}{0,7 K_2 \pi d_m} = \\ &= \frac{3 \cdot 12256 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 7,5 \cdot 3,14 \cdot 210^2} + \frac{3 \cdot 25012}{0,7 \cdot 7,5 \cdot 3,14 \cdot 210} = 72,2 \text{ МПа} < [\tau']. \end{aligned}$$

При цьому недовантаження зварних швів складає :

$$\Delta = ([\tau'] - \tau) 100 / [\tau'] = (96 - 72,2) / 96 = 24,8\%.$$

Приклад 10

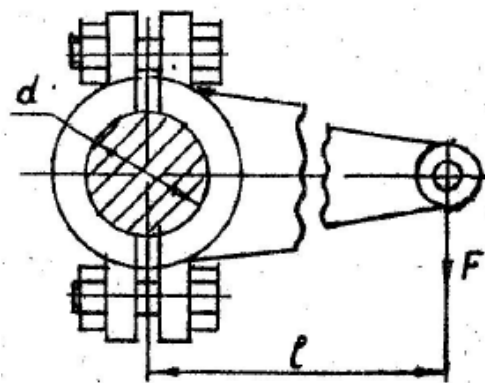
Розрахувати болти клемового з'єднання. Зусилля, діюче на важіль, $F = 1,2 \text{ кН}$, розміри елементів з'єднання $L = 200 \text{ мм}$, $d = 60 \text{ мм}$. Навантаження статичне. Матеріал вала і важеля – сталь.

Розв'язок

1. Зусилля затяжки болта F_3 навантажує вал двома силами F_n та викликаними силам тертя $F_{тер}$. Момент від зовнішнього навантаження зрівноважується моментом сил тертя.

З умови рівноваги $FL = 2F_{тер} \cdot 0,5d = fF_n d$ визначимо нормальну силу. Прийнемо коефіцієнт тертя $f = 0,5$:

$$F_n = \frac{FL}{fd} = \frac{1,2 \cdot 10^3 \cdot 200}{0,5 \cdot 60} = 26667 \text{ Н.}$$



2. З рівняння моментів відносно точки А визначимо необхідне зусилля затяжки болта:

$$F_3(l + 0,5d) = F_n 0,5d;$$

$$F_3 = \frac{0,5F_n d}{l + 0,5d} = \frac{0,5 \cdot 26667 \cdot 60}{60 + 0,5 \cdot 60} = 8890 \text{ Н.}$$

3. Прийmemo матеріал болта – Ст3 з границею текучості $\sigma_t = 240 \text{ МПа}$. Допустима напруга на розтяг при коефіцієнті запасу міцності $[n] = 2,5$ для випадку неконтрольованої затяжки

$$[\sigma]_p = \sigma_t / [n] = 240 / 2,5 = 96 \text{ МПа.}$$

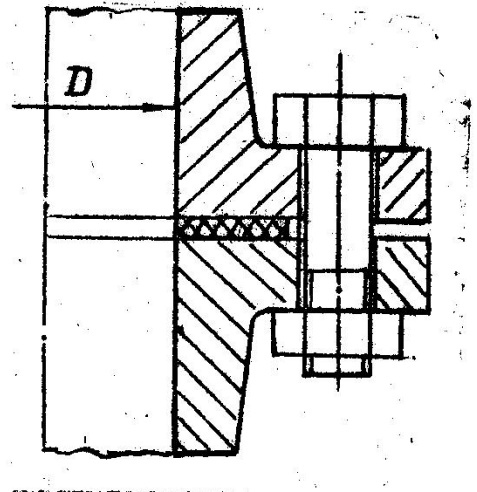
4. З умови міцності на розтяг визначимо внутрішній діаметр різьби болта:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_3}{\pi [\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 8890}{3,14 \cdot 96}} = 12,4 \text{ мм.}$$

Прийmemo болт М16 з кроком 2 мм, внутрішній діаметр якого $d = 13,835$ мм /ГОСТ 247052-81/ найбільш близький до розрахункового.

Приклад 11

Розрахувати болти фланцевого з'єднання водогінних труб, що знаходяться під постійним тиском $p = 1,8 \text{ МПа}$. Внутрішній діаметр труби $D = 250 \text{ мм}$. Кількість болтів $Z = 6$. Фланці жорсткі, прокладна тонка гумова.



Розв'язок

1. Визначимо зовнішнє навантаження, що припадає на один болт / тобто силу від внутрішнього тиску в трубах/ :

$$F = \frac{\pi D^2 p}{4} = \frac{3,14 \times 250^2 \times 1,8}{4 \times 6} = 14726 \text{ Н.}$$

2. Згідно з умовою не розкриття стику, попередньо задаючись значеннями коефіцієнтів зовнішнього навантаження $\lambda = 0,25$ і затяжки при остаточному навантаженні $K = 2$, знайдемо розрахункове навантаження, що припадає на один болт: $F_p = 1,3 F_3 + \lambda F = [1,3 K / 1 - \lambda / + \lambda]$
 $F = [1,3 \times 2 / 1 - 0,25 / + 0,25] \times 14726 = 32397 \text{ Н.}$

3. Обчислимо внутрішній діаметр різьби болта з умови його міцності на розтяг. Призначимо матеріал болта – сталь 20 з границею текучості $\delta_r = 240 \text{ МПа}$. Допустима напруга на розтяг з урахуванням запасу міцності у випадку контрольної затяжки $[n] = 2,0$;

$$[\delta]_p = \frac{\delta_t}{[n]} = \frac{240}{2,0} = 120 \text{ МПа;}$$

$$d_1 \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\delta]_p}} = \sqrt{\frac{4 \times 32397}{3,14 \times 120}} = 18,54 \text{ мм.}$$

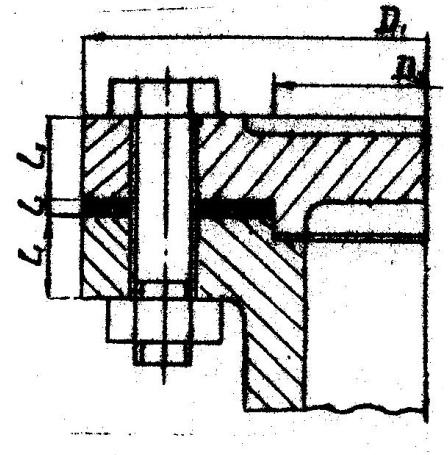
Згідно с ГОСТ 24075-81 на основні розміри метричної різьби підберемо найближчий більший внутрішній діаметр $d_1 = 18,917$, якому відповідає різьба М20 з кроком 1 мм.

4. Визначаємо необхідне зусилля затяжки болтів :

$$F_3 = KF (1 - \lambda) = 2 \times \frac{14726}{1} - 0,25 = 22090 \text{ Н.}$$

Приклад 12

Розрахувати болти з'єднання кришки з циліндричним резервуаром, що працює в умовах різномірного внутрішнього тиску $P = 365 \text{ МПа}$. Розміри з'єднання : $D_1 = 440 \text{ мм}$, $D_2 = 300 \text{ мм}$, товщина фланців $l_1 = 30 \text{ мм}$. Кількість болтів $Z = 12$. Матеріал кришки і корпусу – сталь 20. Між кришкою і корпусом поставлена фторопластова прокладка товщиною $l_2 = 2 \text{ мм}$.



1. Визначимо зовнішнє навантаження, що припадає на один болт:

$$F = \frac{\pi D_2^2 p}{4z} = \frac{3,14 \times 300^2 \times 3,5}{4 \times 12} = 20617 \text{ Н.}$$

2.3 умови не розкриття стику визначаємо розрахункове навантаження на один болт з урахуванням сили затяжки, впливу на міцність болта моменту закручування і осьової розтягуючої сили від зовнішнього навантаження. Прийmemo коефіцієнт зовнішнього навантаження $\lambda = 0,3$, коефіцієнт затяжки при статичному навантаженні $K = 2$, $F_p = [1,3 \times K(1 - \lambda) + \lambda] \times F = \left[1,3 \times \frac{2}{1} - \frac{0,3}{+0,3}\right] \times 20617 = 43708 \text{ Н.}$

3. Прийmemo матеріал болтів – сталь 45 з границею текучості $\delta_T = 450 \text{ МПа}$.

І модулем пружності $E = 2 \times 10^5 \text{ МПа}$. Допустима напружка на розтяг $[\delta]_p = \frac{\delta_T}{[n]} = \frac{450}{1,5} = 300 \text{ МПа}$, де допустимий запас міцності $[n] = 1,5$ у випадку контрольної затяжки болтів.

4. Знайдемо розрахунковий внутрішній діаметр різьби болта :

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\delta]_p}} = \sqrt{\frac{4 \times 43708}{3,14 \times 300}} = 13,62 \text{ мм.}$$

Згідно с ГОСТ 24705-81 на основні розміри метричних різьб приймаємо болт М16 / крок 2, внутрішній діаметр $d_1 = 13,835 \text{ мм}$.

5. Виконаємо перевірочний розрахунок на міцність підібраних болтів. Обчислимо піддатливість болта:

$\lambda_b = \frac{l_b}{E_b A_b} = \frac{4 l_b}{E_b \pi d_1^2} = \frac{4 \times 62}{2 \times 10^5 \times 3,14 \times 13,875^2} = 2,05 \times 10^{-6} \text{ мм/Н}$ і деталей яку суму піддатливостей фланців кришки, циліндра і прокладки. Діаметр опорної

поверхні гайки $D_{on} = 24\text{мм}$, приймаємо діаметр отворів під болти 17 мм , модуль пружності фторопласта $E_2 = 700\text{ МПа}$.

$$\lambda_g = \frac{2 l_1}{E_1 A_1} + \frac{l_2}{E_2 A_2} = 2 \frac{4 l_1}{E_1 \pi [(D_{on} + 0,5 l_1)^2 - d_0^2]} + \frac{4 l_2}{E_2 \pi [(D_{on} + 0,5 l_1)^2 - d_0^2]}$$

$$= \frac{2 \times 10^5 \times 3,14 [(24 + 0,5 \times 30)^2 - 17^2]}{4 \times 2} + \frac{0,7 \times 10^3 \times 3,14 [(24 + 0,5 \times 30)^2 - 17^2]}{4 \times 2} = 3,26 \times 10^{-6}.$$

Визначимо коефіцієнт зовнішнього навантаження за умовою сумісності деформацій болта і з'єднаних деталей:

$$X = \frac{\lambda_g}{\lambda_g \lambda_b} = \frac{3,26 \times 10^{-6}}{3,26 \times 10^{-6} + 2,05 \times 10^{-6}} = 0,614.$$

Визначимо діюче на болт навантаження

$$F_p = F[K(1 - X) + X] = 20617 [2(1 - 0,614)] = 28575\text{ Н}.$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 1,3 F_p}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 28575}{3,14 \cdot 13,835^2} = 247,1\text{ МПа}.$$

Таким чином, міцність болтів забезпечена. Знайдемо потрібну силу затяжки болтів з'єднання:

$$F_3 = KF(1 - x) = 2 \cdot 20617 / 1 - 0,614 / = 15916\text{ Н}.$$

Приклад 13

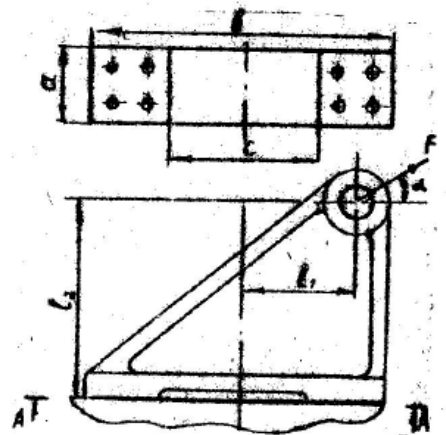
Визначити діаметр болтів для кріплення чавунного стояка до бетонної основи. Діюче навантаження $F = 9,5\text{кН}$. Розміри показано на рисунку:

$$\alpha = 30^\circ; a = 135\text{мм}, b = 100\text{мм}, l = 350\text{мм}.$$

Кількість болтів $Z = 8$. Матеріал болтів – сталь 20. Затяжка не контролюється.

Розв'язок

1. Розкладемо силу на складові:



$$F_1 = F \sin \alpha = 9500 \cdot \sin 30^\circ = 9500 \cdot 0,5 = 4750\text{ Н}, F_2 = F \cos \alpha = 9500 \cdot 0,866 = 8227\text{ Н}.$$

Перенесемо зусилля F_1, F_2 паралельно лініям їх дії в центр ваги стику 0. У результаті такого переносу виникає момент

$$M = F_2 l_2 - F_1 l_1 = 8227 \cdot 350 - 4750 \cdot 100 = 2405 \cdot 10^3\text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Сила F_1 і момент M намагаються розкрити стик, а сила F_2 - зсунути стояк.

2. За умовою не розкриття стику визначимо необхідне зусилля затяжки болтів. Прийемо коефіцієнт запасу $K = 1,5$, одержимо:

$$\sigma_{\text{зам}} = K_1 \left[\frac{F_1}{A_{\text{cm}}} + \frac{M}{W_{\text{cm}}} \right] = K_1 \left[\frac{2F_1}{ab} + \frac{4bM}{7db^2} \right] = 1,5 \left[\frac{2 \cdot 4750}{135 \cdot 500} + \frac{48 \cdot 2405 \cdot 10^3}{7 \cdot 135 \cdot 500^2} \right] = 0,95 \text{ МПа}$$

Тут момент опору несучільного стику

$$W_{\text{cm}} = \frac{I_1 - I_2}{0,58} = \frac{1/12 \left[ab^3 - a(1/2b)^3 \right] 2}{b} = \frac{7}{48} ab^2$$

Сила затяжки болтів

$$f(F_3 Z - F_1) = K_2 F_2 \quad F_3 = \frac{\sigma_{\text{зам}} A_{\text{cm}}}{Z} = \frac{0,95 \cdot 0,5 \cdot 135 \cdot 500}{8} = 4008 \text{ Н.}$$

3. Перевіримо міцність бетонної основи на зминання. Прийmemo для бетону допустимо напругу на зминання $[\sigma]_{3,м} = 2 \text{ МПа}$:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{зам}} - \sigma_{F_1} + \sigma_{\text{м}} = 0,95 - 0,14 + 0,49 = 1,3 \text{ МПа.}$$

Таким чином, міцність основи на зминання забезпечення.

4. Перевіримо зусилля затяжки болтів за умовою зсуву стояка силою F_2 . Сила F_2 повинна бути врівноваженою силами тертя в стику. Прийmemo коефіцієнт запасу $K_2 = 1,3$, коефіцієнт тертя $f = 0,35$ та умови рівноваги $f(F_3 Z - F_1) = K_2 F_2$ знайдемо необхідне зусилля затяжки

$$F_3 \geq \frac{K_2 F_2 - f F_1}{f Z_1} = \frac{1,3 \cdot 822 - 0,35 \cdot 4750}{0,35 \cdot 8} = 3226 \text{ Н.}$$

Оскільки $F_3 > F_3^{\text{затяжка}}$ достання.

5. Визначимо необхідний діаметр болтів. Прийmemo коефіцієнт затяжки $X = 0,25$, запас міцності для випадку неконтрольованої затяжки $[n] = 3$.

Допустима напруга на розтяг $[\sigma]_p = \sigma_T / [n] = 240 / 3 = 80 \text{ МПа}$ / $\sigma_T = 240 \text{ МПа}$ - Границя текучості сталі 20. Число болтів у поперечному ряду $i = 2$

Розрахункове навантаження на один болт.

$$F_p = F_3 + X(F_{F_1} + F_M) = F_3 + X \left[\frac{F_1}{Z} + \frac{M}{i(2l_1^2 + 2l_2^2)} \right] = 4008 + 0,25 \left[\frac{4750}{8} + \frac{2405 \cdot 10^3 \cdot 210}{\frac{2}{2} \cdot 210^2 + 2 \cdot 140^2} \right] = 4652 \text{ Н}$$

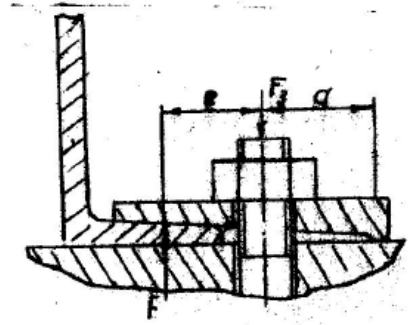
Внутрішній діаметр різьби болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_p}{\pi [O]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4652}{3,14 \cdot 80}} = 8,605 \text{ мм}$$

Прийmemo болт М10 з кроком 1,25 мм, уякого згідно з ГОСТ 24705-81 внутрішній діаметр $d = 8,647 \text{ мм}$

Приклад 14

Визначити діаметр болтів, за допомогою яких швелерна балка кріпиться до основи. Необхідне зусилля притискання підкладки $F=15\text{кН}$, розміри $l=45\text{мм}$, $d=60\text{мм}$. Матеріал болта - сталь 20. Навантаження постійне, затяжка не контролюється.



Розв'язок

1.3 умови рівноваги $F=(a+l)F_3$, знайдемо необхідне зусилля затяжки: $F_3=F(a+l)/a=15 \cdot 10^3(64+45)/60=26.25\text{кН}$

2.3 умов міцності болтам на розтяг визначимо внутрішній діаметр різьби болта. Прийємо коефіцієнт $K=1,3$ допустимо напругу сталі 20 і запас міцності.

Для випадку неконтрольованої затяжки $n_3, \sigma_p = \frac{\sigma_m}{[n]} = 240/3 = 80\text{ МПа}$. σ_m -границя текучості сталі 20

Розрахункове навантаження сталі

$$F_p = KF_3 = 1.3 \cdot 26.25 = 34.25\text{кН}$$

Внутрішній діаметр різьби болта

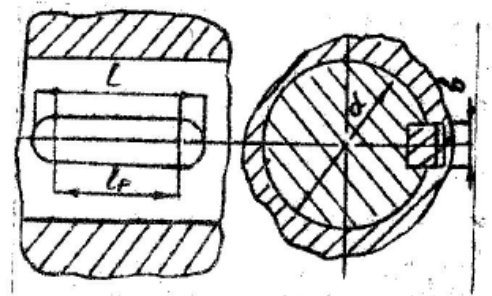
$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 34125}{3.14 \cdot 80}} = 23,305\text{ мм}$$

Прийємо різьбу М30 з кроком 3,5 мм, внутрішній діаметр якої $d_1=26,211\text{мм}$ \textit{ГОСТ 24705} – 81.

Приклад 15

Чавунний шків пасової передачі закріплений на входному валі редуктора діаметром $d=63\text{мм}$

Підібрати і перевірити на міцність призматичну шпонку, якщо передавальний обертальний момент $T=800\text{ Н*м}$, довжина маточини шківу $l=105\text{мм}$, матеріал валу сталь 50



Розв'язок

1.3а діаметром вала $d=64\text{мм}$ виберемо згідно ГОСТ 10748-4, розміри перерізу шпонки $b=18\text{мм}$, $h=11\text{мм}$. Глибина паза вала $t_1 = 7\text{мм}$. Прийємо, що шпонка виготовлена з чисто тягнутої сталі 45 з границею текучості $\sigma_m = 350\text{МПа}$.

2.3 умови міцності на зминання бокових сторонах слабким елементом у данному випадку є чавунна маточина, визначимо робочу довжину шпонки. Допустимо напругу зминання для контакту шпонки з чавунним шківом прийємо $[\sigma]_{3,м}=80\text{МПа}$

$$l_p = \frac{2T \cdot 10^3}{d(h - t_1)[\sigma]_{3,м}} = \frac{2 \cdot 800 \cdot 10^3}{63(11 - 7)80} = 79.3\text{мм}$$

При цьому довжина шпонки з закругленими кінцями становить $l = l_p + b = 79.3 + 18 = 97.3 \text{ мм}$

Округливши це значення до найближчого з стандартного ряду остаточно одержуємо $l = 100 \text{ мм}$, $l_p = 82 \text{ мм}$.

3. Перевіримо міцність вибраної шпонки на зріз. Прийmemo допустиму напругу $[\tau]_{зр} = 70 \text{ МПа}$:

$$\tau_{зр} = \frac{2T}{a b l_p} = \frac{2 * 800 * 10^3}{63 * 18 * 82} = 17.2 \text{ МПа} < \text{угла } [\tau]_{зр}$$

Отже призматична шпонка 10x11x100 за міцністю підходить для розглянутого з'єднання.

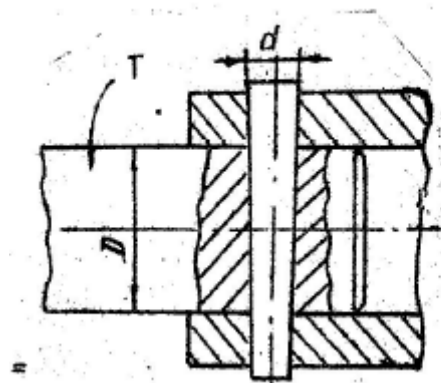
Приклад 16

Визначити найбільший обертальний момент, який можна передати втулкою муфтою, якщо діаметр вала $D = 40 \text{ мм}$, штифта $d = 10 \text{ мм}$

Розв'язок

Прийmemo матеріал штифта сталь 45, допустима напруга на зрізу $[\tau]_{зр} = 70 \text{ МПа}$.

Допустимий обертальний момент з умови міцності двозрізного штифта на зріз $T = 1/4 [\tau]_{зр} \pi D d^2 = 1/4 * 70 * 3.14 * 40 * 10^{-2} * 10^{-3} = 220 \text{ Н*м}$.



Приклад 17

Розрахувати клинове з'єднання з втулкою, яка передає зусилля $F = 80 \text{ кН}$. Матеріал стержня і втулки сталь - Ст3, сталь стержня - Ст5.

Розв'язок

1. Попередньо прийmemo товщину клина

$b = d/3$, допустима напруга для Ст3 на

розтяг $[\sigma]_p = \frac{\sigma_m}{[n]} = \frac{220}{1.45} = 150 \text{ МПа}$. За умови міцності на розтяг по перетину, ослабленим отвором під клин.

$$(\pi d^2/4) - b d = (\pi d^2/4) - d^2/3 \geq F/[G]_p$$

Визначимо діаметр хвостовика стержня:

$$d = \frac{12F}{(3\pi - 4)[\sigma]_p} = \frac{12 * 80 * 10^3}{3 * 3.14 - 4/150} = 34.4.$$

2. Призначимо діаметр втулки $D = 2.0$, $d = 2.0 * 36 = 72 \text{ мм}$. Перевіримо втулку на міцності при розтязі по перетину ослабленному отвором під клин:

$$\sigma_p = \frac{F}{0.25\pi(D^2 - d^2) - b(D - d)} = \frac{80 * 10^3}{0.25 * 3.14(72^2 - 36^2) - (72 - 36)}$$

$$= 22 \text{ МПа} < [\sigma]_p$$

3. Визначимо висоту клина з умови міцності на згин $M/W_x \leq [\sigma]_{32}$. Допустимо напругу на згин приймемо $[\sigma]_{32} = 200 \text{ МПа}$

$$h = \sqrt{\frac{3FD}{4B[\sigma]_{32}}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 80 \cdot 10^3 \cdot 72}{4 \cdot 12 \cdot 150}} = 49.0 \text{ мм.}$$

4. Перевіримо на міцність при зминанні опорні поверхні клина і втулки. Приймемо допустиму напругу на зминанні $[\sigma]_{3M} = 200 \text{ МПа}$.

$$[\sigma]_{3M} = \frac{F}{aB} = \frac{80 \cdot 10^3}{36 \cdot 12} = 185.2 \text{ МПа} < [\sigma]_{3M}$$

Для втулки

Таким чином міцність з'єднання забезпечення.

$$[\sigma]_{3M} = \frac{F}{(D-d)b} = \frac{80 \cdot 10^3}{(72-36)12} = 185.2 \text{ МПа.}$$

Приклад 18

Розрахувати гвинт і гайку домкрата. Різьба самогальмуюча, упорна. Вантажопідйомність домкрата $F=75 \text{ кН}$, робочий хід гвинта $=400 \text{ мм}$.

Розв'язок:

1. Призначимо для виготовлення гвинта-сталь 35, гайки-бронзу БР.ОФІ.

2. За умовою стійкості проти спрацювання визначимо середній діаметр різьби гвинта. Приймемо коефіцієнт висоти гайки $\varphi_N = 1.7$, коефіцієнт висоти різьби $\varphi_h = 0.75$, допустимий тиск різьби для незагвинтованна сталь-бронза $[q] = 8 \text{ МПа}$.

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \varphi_m \varphi [q]}} = \sqrt{\frac{75 \cdot 10^3}{3.14 \cdot 1.7 \cdot 0.75 \cdot 8}} = 48.4 \text{ мм}$$

Згідно з ГОСТ 10177-62 приймаємо різьбу Уп.60x12 з параметрами середній діаметр $d_2 = 51 \text{ мм}$ внутрішній діаметр $d_1 = 39.6174 \text{ мм}$; зовнішній діаметр $d = 60 \text{ мм}$; крок $P = 12$.

3. Перевіряємо умову самогальмування, прийнявши для змащеного гвинта коефіцієнт тертя $f=0.1$.

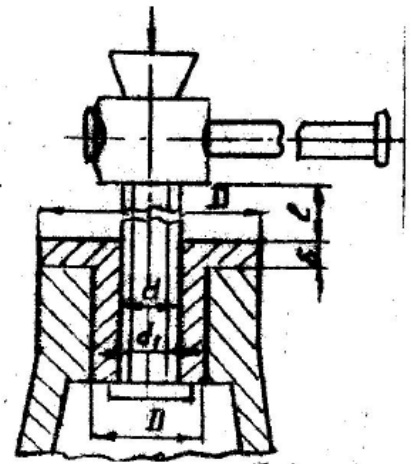
Кут підйому кута різьби

$$\gamma = \arctg\left(\frac{P}{\pi d_2}\right) = \arctg\left(\frac{12}{3.14 \cdot 51}\right) = 4.28^\circ.$$

Кут тертя $\eta = \arctg f = \arctg 0.1 = 5.71^\circ$, оскільки $\eta > \gamma$, умова самогальмування виконується.

4. Перевіряємо гвинт на міцність при спільній дії стиску і кручення. Скручувальний момент на ділянці від гайки до рукоятки домкрата $T = 0.5 F_a d_2 \tan(\gamma + P) = 0.5 \cdot 75 \cdot 10 \cdot 0.051 \cdot \tan 9.99^\circ = 337 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Приведені напруження по 3-ій теорії міцності.



$$\delta_{\text{прIII}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\chi^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot Pd}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{T}{0,2 d_1^3}\right)^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 75 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 39 \cdot 174^2}\right)^2 + 4 \left(\frac{337 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 39 \cdot 174^3}\right)^2} = 83,74 \text{ МПа.}$$

Допустима напруга для сталі 35 на розтяг $[\sigma]_{p1} = \sigma_{\phi 1} / [n] = 320 / 3 = 106 \text{ МПа.}$ / $\sigma_{T1} = 320 \text{ МПа}$ - границя текучості, $[n] = 3$ - допустимий запас міцності/. Оскільки $\sigma_{\text{прIII}} < [\sigma]_{p1}$ статична міцність гвинта забезпечена *

5. Перевіримо гвинт на стійкість. Скористаємося для цього методом розрахунку стиснутих стержнів на стійкість за допомогою коефіцієнта зменшення основної допустимої напруги.

Обчислимо мінімальний радіус Інерції:

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{\pi d_1^4}{64}\right) \left(0,4 + \frac{0,6d}{d_1}\right)}{\frac{\pi d_1^2}{4}}} = \sqrt{\frac{\left(3,14 \cdot 39, \frac{174^4}{64}\right) \left(0,4 + 0,6 \cdot \frac{60}{39,174}\right)}{3,14 \cdot 39 \cdot \frac{174^2}{4}}} = 11,247 \text{ мм,}$$

I_{\min} - найменший осьовий момент Інерції, A - площа поперечного перерізу/, $\lambda = \frac{VL}{i_{\min}} = \frac{1400}{11,247} = 35,57$.

Тут прийнято з врахуванням зазорів у закріпленні гвинта шарнірне закріплення кінців, коефіцієнт приведення довжини $V=I$. Цьому значенню гнучкості відповідає коефіцієнт зменшення основної допустимої напруги $\varphi=0,9$. Приймавши основну допустиму напругу на стиск $[\sigma]_{c1} = [\sigma]_{p1} = 106 \text{ МПа}$, обчислимо допустиму напругу на стійкість: $[\sigma]_{\text{ст}} = \varphi [\sigma]_{c1} = 0,9 \cdot 106 = 95,4 \text{ МПа}$

Дійсна напруга $\sigma = \frac{4Fd}{\pi d^3} = \frac{4 \cdot 75 \cdot 10}{3,14 \cdot 30,174^2} = 62,2 \text{ МПа}$. Оскільки $\sigma < [\sigma]_{\text{ст}}$ стійкість гвинта буде забезпечена. /У цілому, при $\lambda < 55$ перевірку на стійкість можна не виконувати. /6. Визначимо розміри гайки. Висота гайки $H = Y_H d_2 = 1,7 \cdot 51 = 87 \text{ мм}$. Прийемо для бронзи допустимі напруги на розтяг $[\sigma]_{p2} = 40 \text{ МПа}$, на скрізь $[T]_{3p} = 25 \text{ МПа}$, на зміннення $[\sigma]_{3m} = 45 \text{ МПа}$

За умовного розрахунку на розтяг у припущенні, що сила F_a сприймається частиною гайки, яка розміщена поза фланцем, обчислимо зовнішній діаметр гайки:

$$D > \sqrt{\frac{4f_d}{\pi [\sigma]_{p2}}} + d^2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 75 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 78 \cdot 25}} \cdot 60^2 = 77,3 \text{ мм.}$$

Прийемо

$D_1 = 91 \text{ мм}$

З умови міцності фланця на зріз визначимо його товщину :

$$S = \frac{F_d}{\pi D[\chi]_{\text{зр2}}} = \frac{75 * 10^3}{3,14 * 78 * 25} = 12,2 \text{ мм}$$

Прийmemo

S=13мм.

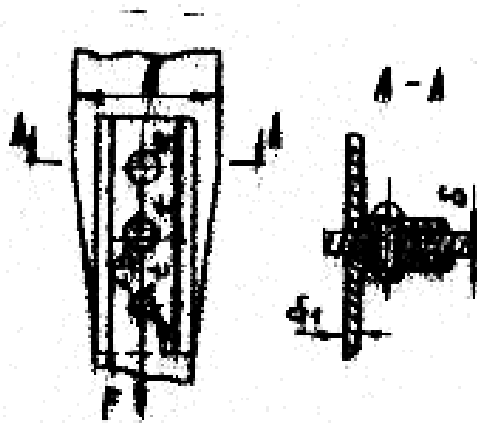
7. Висзначимо ККД гвинтової пари, вважаючи, що приведений кут тертя приблизно дорівнює куту тертя ($\eta^I \approx \eta = \arctg \delta$):

$$\eta = \frac{\text{tg} \delta}{\text{tg}(\delta + \eta^I)} = \frac{\text{tg } 4,28^\circ}{\frac{\text{tg}}{4}, 28^\circ + 5,71^\circ} = \frac{0,0748}{0,1761} = 0,425$$

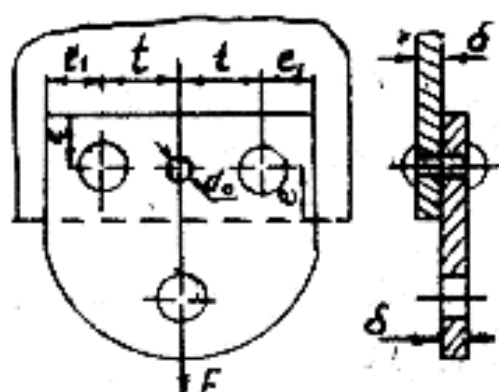
Завдання для контрольної роботи №2:

Завдання 1

Спроекувати заклепочне з'єднання кріплення розкосу ферми з фасонним листом /косоючкою/. Дані для розрахунку наведені в таблиці. Вибираючи допустимі напружки, слід врахувати заданий характер зміни навантаження.



Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Характер навантаження	Статична		Рідко знако- змінна			Пульсу- юча		
Максимальне навантаження $F_{max}, \text{кН}$	350	300	250	200	175	150	125	100
Мінімальне навантаження $F_{min}, \text{кН}$	-	-	-	-65	-55	-45	0	0
Матеріал деталей	Сталь Ст 2		Сталь Ст 3			Сталь Ст 5		
Підготовка отворів	Пробиті		Просвердлені					



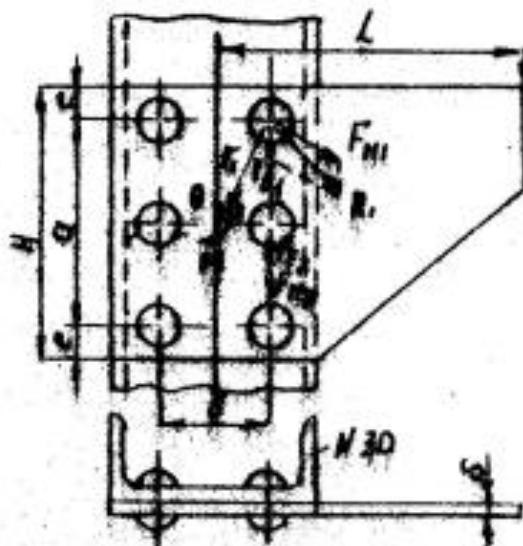
Завдання 2

Розрахувати заклепочне з'єднання кронштейна з металоконструкцією. Дані для розрахунку наведені в таблиці. Вибираючи допустимі напружки, врахувати заданий характер зміни навантаження.

Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Характер навантаження	Пульсуюче		Знакозмінне			Статичне		
Максимальне навантаження $F_{max}, \text{кН}$	28	25	22	20	16	14	12	10
Мінімальне навантаження $F_{min}, \text{кН}$	0	0	0	-5	-6	-7	-	-
Матеріал деталей	Сталь 20		Сталь 10			Алюмінієва ДІАЛ		

Завдання 3

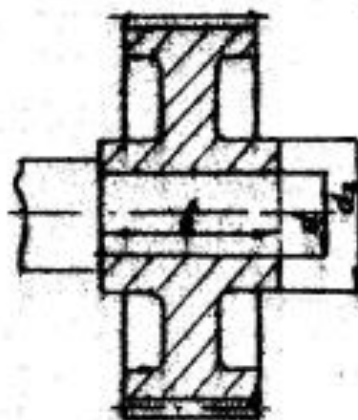
Розрахувати заклепочне з'єднання кріплення фасонного листа /косинки/ до швелерної балки. Навантаження статичне. Дані для розрахунку наведено в таблиці. Прийняти $a = 320$ мм, $b = 200$ мм, $e = 60$ мм. Решту необхідних даних прийняти самостійно.



Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Навантаження F , кН	30	32	34	36	38	40	42	44
Виліт L , мм	1000	950	900	850	800	750	700	650
Матеріал деталей	Сталь Ст2		Сталь Ст3			Сталь Ст4		

Завдання 4

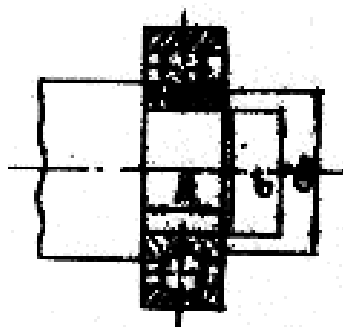
Підібрати посадку зубчатого колеса на вал, яка може передати задане навантаження. Матеріал вала - сталь 45. Діаметр маточини колеса прийняти $d_2 = 1,5 + 10$ мм; довжину маточини $l = /0,8...1,5/ d$. Решту необхідних даних прийняти самостійно.



Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Матеріал колеса	Сталь 45		Сталь 40Х			Сталь 40ХН		
Термічна обробка	Поліпшення		Поліпшення			Гартування		
Скручувальний момент T , Н·м	540	700	830	1000	1100	870	1200	980
Осьова сила F_o , Н	0	1540	600	0	1700	650	0	2000
Діаметр вала d , мм	40	45	50	55	60	65	55	65
Складення з'єднання	Механічним пресуванням вала				Охолодженням механічним пресуванням			

3 - 691

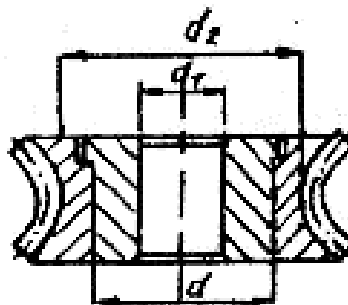
7



Завдання 5

Визначити зусилля запресовки внутрішнього кільця підшипника кочення на суцільний вал при посадці H7/k6. Матеріал вала - сталь 45. Решту необхідних даних прийняти самостійно.

Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Діаметр посадки d , мм	30	35	40	45	50	55	60	65
Позначення підшипника	206	307	208	2309	7210H	7211	212	7313



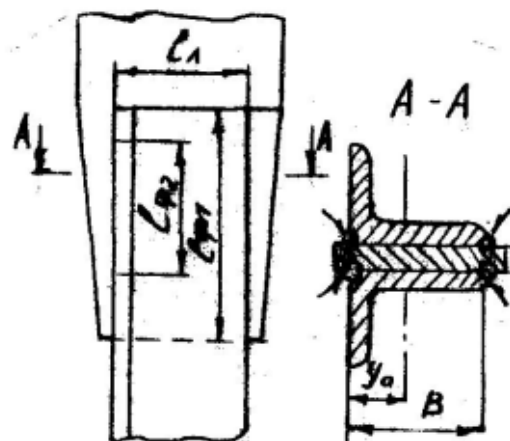
Завдання 6

Підібрати посадку /розрахувати циліндричне з'єднання з гарантованим натягом/ вінця черв'ячного колеса з колісним центром. Дані для розрахунку наведені в таблиці. Складання з'єднання - нагріванням охоплюючої деталі. Решту необхідних даних прийняти самостійно.

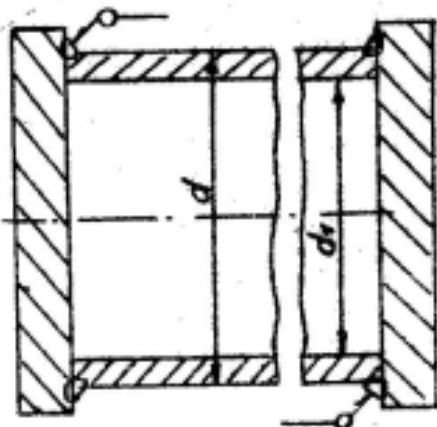
Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Скручувальний момент T , Н·м	910	320	335	360	375	390	405	420
Осьова сила F_o , кН	3,6	3,5	3,4	3,6	3,5	3,4	3,5	3,6
Діаметр посадки d , мм	200	210	220	230	240	250	260	270
Діаметр отвору в центрі колеса d_1 , мм	25	30	35	40	45	50	55	60
Діаметр западин колеса d_2 , мм	170	180	190	200	210	220	230	240
Матеріал зубчастого вінця	Бронза БрО10Ф1			Бронза БрА10Ж4Н4		Бронза БрА3М3Л		
Матеріал колісного центра	Чавун СЧ 15			Чавун СЧ 18				

Завдання 7

Розрахувати зварне з'єднання кріплення ферми, що складається з двох нерівнобоких кутиків та фасонного листа /косинки/. Матеріал деталей – сталь Ст3. Дані для розрахунку наведені в таблиці. Вибираючи допустимі напружки, слід врахувати характер навантаження



Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Характер навантаження	Статичне		Знакозмінне			Пульсуюче		
Максимальне навантаження F_{max} , кН	150	140	130	120	80	70	110	90
Мінімальне навантаження F_{min} , кН	-	-	-	-120	-80	-60	0	0
Спосіб зварювання	Ручне дугове				Автоматичне			
Електроди	З42	З42	З38	З42А		З46А		



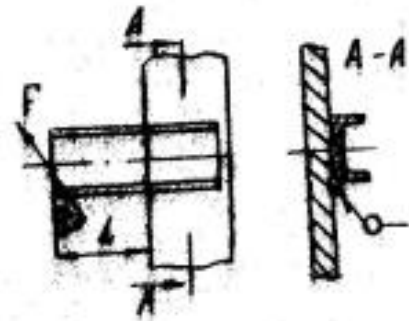
Завдання 8

Перевірити міцність швів зварного з'єднання труби з жорстко закріпленими недеформованими заглушками при зниженні температури на Δt °C для двох варіантів підготовки кромки труби: а/ без скосу кромки; б/ зі скосом зовнішньої кромки. Дані для розрахунку наведено в таблиці.

Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Зовнішній діаметр труби d , мм	1000	900	800	700	600	500	400	300
Внутрішній діаметр труби d_i , мм	970	975	775	680	585	485	385	280
Температура, °C	30	30	35	40	40	60	55	50
Матеріал труби	Сталь Ст2			Сталь Ст3			Сталь 10	
Спосіб зварювання	Автоматичне				Ручне дугове			
Електроди	342А	342А	342А	342		342	338	336

Завдання 9

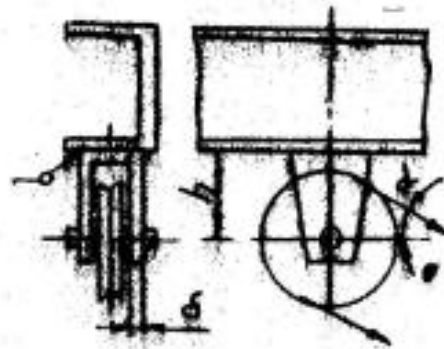
Розрахувати зварне з'єднання кріплення опорного швелера до сталеної плити. Дані для розрахунку наведені в таблиці. Матеріал електрода і спосіб зварювання вибрати самостійно.



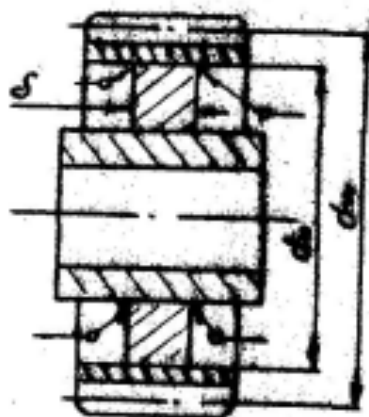
Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Навантаження F , кН	20	22	24	26	28	30	32	36
Виліт: L , мм	600	575	550	525	500	475	450	425
α , рад	$\pi/4$	$\pi/6$	$\pi/2$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/2$
Матеріал швелера	Сталь Ст2				Сталь Ст3			

Завдання 10

Розрахувати зварне з'єднання блока монтажного пристрою. Дані для розрахунку наведено в таблиці. Матеріал електрода і спосіб зварювання вибрати самостійно.



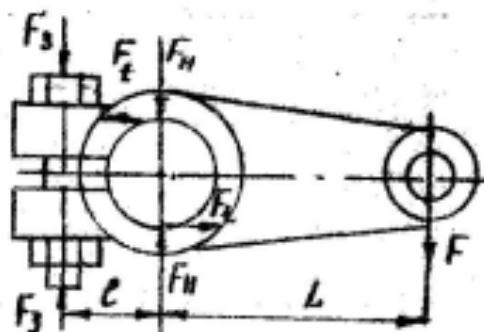
Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Навантаження F , кН	10	12	14	16	18	20	22	24
Відстань h , мм	200	200	250	250	300	300	350	400
Товщина стінки сержки δ , мм	10	10	10	10	12	12	12	14
α ,	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$



Завдання 11

Розрахувати зварні шви з'єднання бандажа і маточини прямозубого циліндричного зубчастого колеса в диску. Дані для розрахунку наведені в таблиці. Матеріал диска – сталь Ст3, матеріал маточини і бандажа – сталь 45. Матеріал електрода і спосіб зварювання вибрати самостійно.

Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Передавана потужність P , кВт	30	40	50	60	70	80	90	100
Частота обертання n , об/хв	50	70	90	100	110	130	140	150
Діаметр маточини d_m , мм	150	165	140	160	180	170	185	175
Внутрішній діаметр бандажа d_g , мм	500	550	600	650	700	750	800	850
Початковий діаметр колеса d_w , мм	580	630	690	740	790	850	900	950
Товщина диска δ , мм	15	15	18	18	20	20	20	25



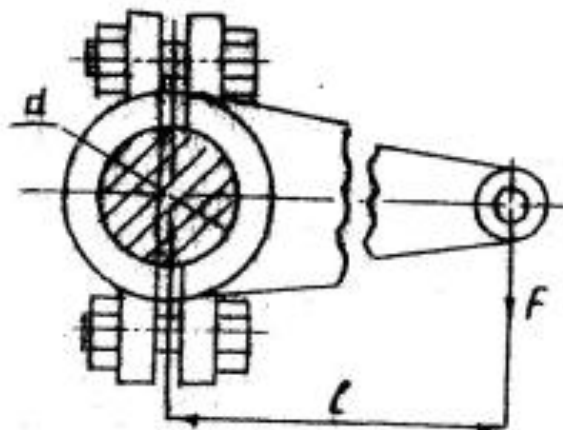
Завдання 12

Розрахувати блок крімового з'єднання для нерухомого кріплення важеля на валу. Матеріал вала – сталь, важеля – чавун, болта – сталь Ст3. Дані для розрахунку наведено в таблиці.

Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Навантаження F , Н	450	500	550	600	650	700	750	800
Діаметр вала d , мм	30	32	34	36	38	40	42	45
Плече L , мм	380	400	420	440	460	480	500	520
Відстань ℓ , мм	26	28	30	32	34	36	38	40

Завдання 13

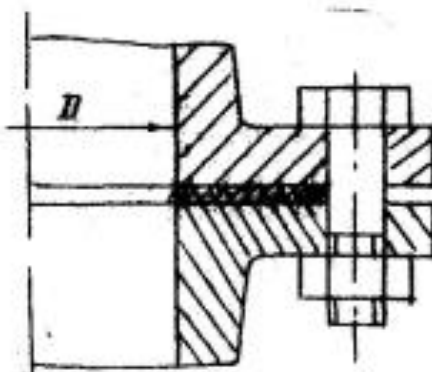
Визначити діаметр болтів клемового з'єднання. Матеріал болтів – сталь. Дані для розрахунку наведено в таблиці.



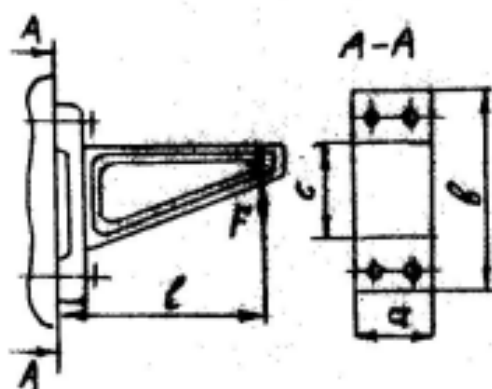
Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Навантаження F , Н	450	500	550	600	650	700	750	800
Плече l , мм	400	420	440	460	480	500	520	540
Діаметр вала d , мм	40	42	46	48	50	52	54	56
Коефіцієнт тертя f	0,15		0,15	0,18		0,18	0,2	0,2

Завдання 14

Визначити діаметр болтів фланцевого з'єднання верхньої частини автоклава з корпусом. Дані для розрахунку наведено в таблиці. Тиск в автоклаві квазістатичний. Решту необхідних даних прийняти самостійно.



Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Внутрішній тиск P , МПа	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,5	1,6
Внутрішній діаметр автоклава D , мм	200	220	240	260	280	300	320	340
Кількість болтів	4	4	4	6	6	8	8	12

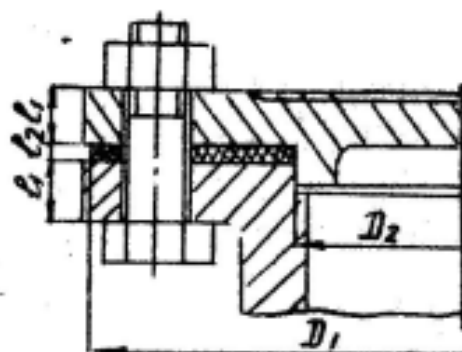


Завдання 15

Розрахувати болти кріплення кронштейна до цегляної стіни. Кількість болтів $Z = 4$. Дані для розрахунку наведено в таблиці. Решту необхідних даних прийняти самостійно.

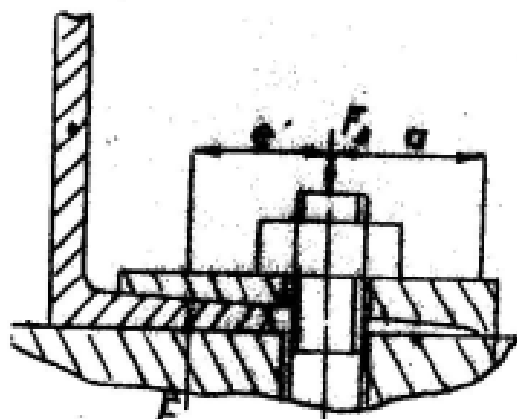
Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Навантаження F , кН	20	10	7,5	5,0	4,6	4,2	3,8	3,4
Виліт l , мм	200	250	300	350	375	400	425	450
Розміри підоснови, мм:								
	b	500	480	470	460	450	440	430
	c	375	360	350	345	335	330	320
d	250	245	240	240	235	235	230	230

Завдання 16



Визначити діаметр болтів кріплення кришки резервуара. Робочий тиск всередині резервуара постійний. Дані для розрахунку наведено в таблиці. Решту необхідних даних прийняти самостійно.

Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Внутрішній тиск p , МПа	2,0	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4
Внутрішній діаметр резервуара D_2 , мм	330	310	290	270	250	230	210	190
Кількість болтів	12	12	12	8	8	8	8	6

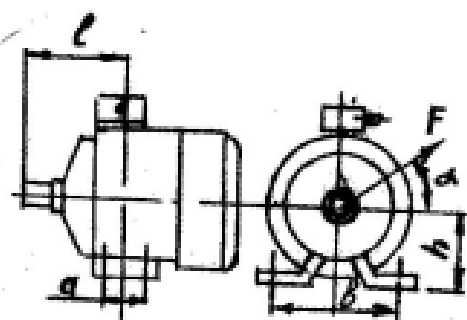


Завдання 17

Визначити діаметр болтів, за допомогою яких швелерна балка кріпиться до основи. Значення необхідного зусилля притискання однієї підкладки, плечі підкладки і наведено в таблиці. Матеріал болта – Ст3. Навантаження постійне, затяжка не контролюється.

Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Зусилля притискання F , кН	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5
Плеche a , мм	33	35	37	39	41	43	45	47
Плеche c , мм	28	30	32	34	36	38	40	42

Завдання 18

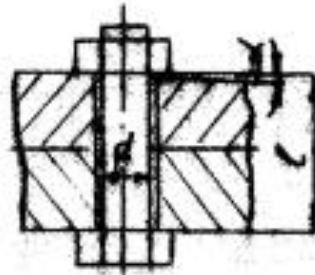


Визначити діаметр болтів для кріплення електродвигуна до сталльної плити. На вихідний вал двигуна діє зусилля від пасової передачі F , направлене до площини горизонту під кутом α . Дані для розрахунку наведено в таблиці. Результат необхідних даних прийняти самостійно.

Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Потужність двигуна P , кВт	55	55	55	75	75	75	11	11
Частота обертання n , об/хв	2800	1455	965	2900	1465	965	2900	1460
Зусилля F , кН	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0	0,95	0,9
Кут α , рад	$\pi/3$	$\pi/2$	$\pi/4$	$\pi/6$	$\pi/3$	$\pi/2$	$\pi/4$	$\pi/6$
a , мм	140	140	140	140	140	140	140	140
b , мм	160	190	219	160	290	216	216	216
h , мм	100	112	132	112	132	132	132	132
c , мм	120	120	120	130	130	130	135	135

Завдання 19

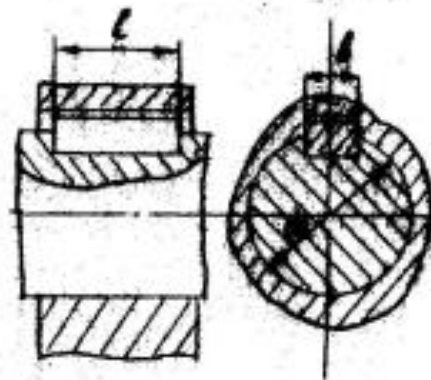
Визначити напруження згину, що виникають в тілі болта, при перекосі опорних поверхонь з'єднаних деталей на кут α . Дані для розрахунку наведено в таблиці.



Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Діаметр болта d , мм	6	6	8	8	10	12	16	16
Товщина деталей ℓ , мм	50	55	60	65	70	75	80	85
α , рад	0,024		0,022		0,020		0,018	

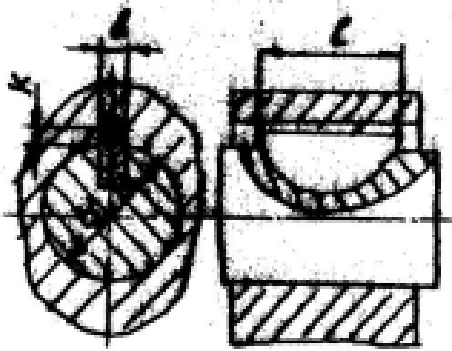
Завдання 20

Підібрати призматичну візну шпонку і перевірити на міцність шпонове з'єднання, за допомогою якого циліндричне зубчасте колесо закріплене на валу редуктора. Матеріал зубчастого колеса – сталь 40Х, вала – сталь 40. Значення передаваного скручувального моменту і діаметра вала наведено в таблиці.



Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Скручувальний момент T , Н·м	300	350	400	450	500	550	600	650
Діаметр вала d , мм	30	35	40	45	50	55	60	65

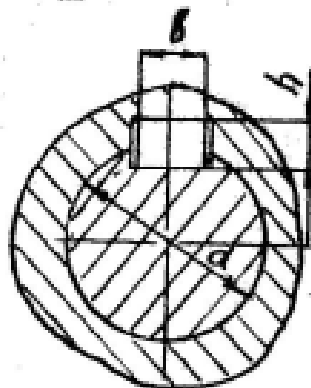
Завдання 21



Підібрати і перевірити на міцність сегментну шпонку, призначену для кріплення глухої втулочної муфти на валу. Матеріал вала – сталь 40, втулки – сталь 45. Дані для розрахунку наведено в таблиці.

Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Скручувальний момент T , Н·м	230	260	290	320	350	380	410	450
Діаметр вала d , мм	20	25	30	35	40	45	50	55

Завдання 22

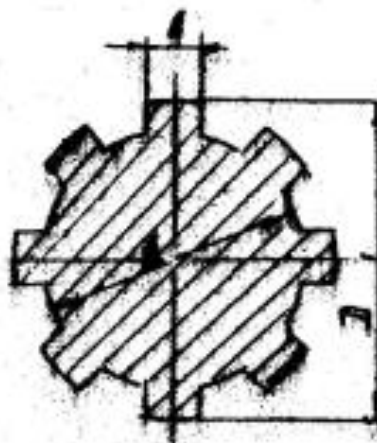


Підібрати за стандартом клинову шпонку і перевірити на міцність шпонкове з'єднання. Дані для розрахунку наведено в таблиці. Матеріал маточини, насаджуваної на вал деталі – чавун СЧ 15. Решту необхідних даних прийняти самостійно.

Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Обертальний момент T , Н·м	125	135	145	195	255	315	345	395
Діаметр вала d , мм	24	28	30	34	40	44	48	50

Завдання 23

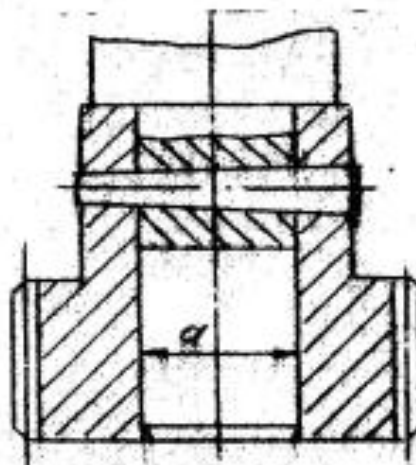
Підібрати за стандартом прямо-бічне зубчасте /шлицеве/ з'єднання рухомого блока шестерен коробки швидкостей з валом. Передаваний обер-тальний момент і зовнішній діаметр вала наведено в таблиці. Решту необ-хідних для розрахунку даних прийня-ти самостійно. Ширину блока шестерен визначити за умовою міцності з'єднан-ня на зминання.



Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Обертальний момент T , Н·м	300	350	400	450	500	550	600	650
Зовнішній діаметр вала D , мм	36	38	40	42	45	48	50	52

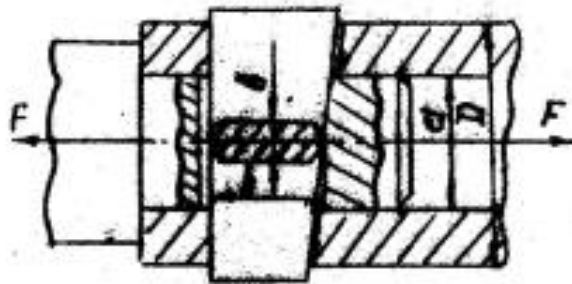
Завдання 24

Підібрати за стандартом конічний штифт для кріплення зубчастого колеса на валу і перевірити його на міцність. Дані для розрахунку наведено в таблиці. Решту необхідних даних прийняти самостійно.



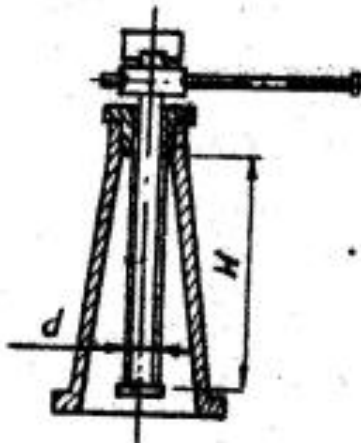
Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Обертальний момент T , Н·м	70	80	90	100	110	120	130	140
Діаметр вала d , мм	32	34	36	38	40	42	46	48

Завдання 25



Розрахувати клинове з'єднання, яке передає зусилля F . Навантаження статичне. Матеріал стержня – сталь Ст3, втулки – чавун СЧ 15, клина – сталь Ст5.

Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Зусилля F , кН	16	18	20	22	24	26	28	30



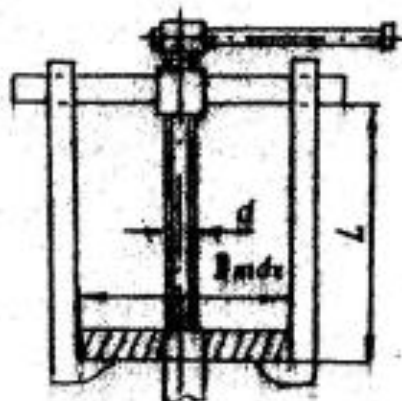
Завдання 26

Розрахувати гвинт і гайку простого гвинтового домкрата. Дані для розрахунку наведено в таблиці. Решту необхідних даних прийняти самостійно.

Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Вантажопідйомність F , кН	10	15	20	30	40	50	60	70
Робочий хід гвинта H , мм	430	410	390	370	350	330	310	290
Тип різьби	Трапецієвидна		Прямокутна		Упорна			

Завдання 27

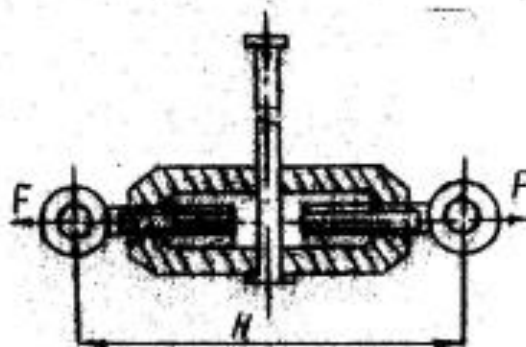
Розрахувати гвинт і гайку зні-
мача. Дані для розрахунку наведено
в таблиці. Решту необхідних даних
прийняти самостійно.



Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Осьове зусилля гвинта F , кН	8	10	12	14	16	18	20	22
Найбільший діаметр знімаємої деталі D_{max} , мм	130	150	170	180	210	230	250	270
Довжина захвата L , мм	180	200	220	240	260	280	300	320
Тип різьби	Трапецієвидна		Метрична		Трапецієвидна			

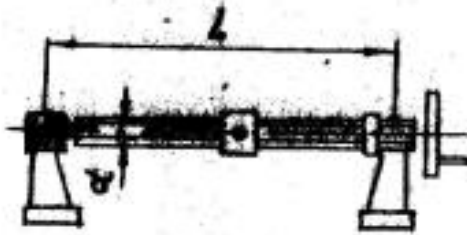
Завдання 28

Розрахувати гвинт і гайку
вантової стяжки. Дані для роз-
рахунку наведено в таблиці. Ма-
теріал деталей – сталь Ст3.
Різьба метрична.



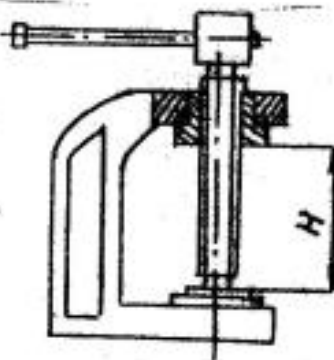
Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Осьове зусилля в стяжці F , кН	10	12	14	16	18	20	22	24
Хід стяжки H , мм	120	140	110	150	120	140	110	150

Завдання 29



Розрахувати гвинт і гайку гвинтового механізму, призначеного для включення і виключення муфти. Дані для розрахунку наведені в таблиці. Тип різьби - прямокутна. Матеріал деталей прийняти самостійно.

Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Осьове зусилля на гвинт F , кН	5	6	7	8	9	10	11	12
Відстань між опорами L , мм	15	12	14	16	15	12	14	16



Завдання 30

Розрахувати гвинт і гайку преса. Дані для розрахунку наведено в таблиці. Різьба - упорна. Матеріалами гвинта і гайки задається самостійно.

Дані для розрахунку	Варіант							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Зусилля преса F , кН	18	20	22	24	26	28	30	32
Найбільше переміщення гвинта H , мм	200	290	280	270	260	250	280	370