

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

В. В. АЛЕКСІЄНКО

**РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ДОПОМІЖНИХ
ТЕХНОЛОГІЧНИХ ГВИНТОВИХ МЕХАНІЗМІВ**

Методичні вказівки щодо виконання контрольних робіт

Рекомендовано Методичною радою НУК

Миколаїв 2008

Алексієнко В.В. Розрахунок і конструювання допоміжних технологічних гвинтових механізмів. Методичні вказівки щодо виконання контрольних робіт. – Миколаїв: НУК, 2008. – 72 с.

Кафедра механіки і конструювання машин.

В методичних вказівках викладено загальні основи конструювання і розрахунку передач гвинт-гайка. Розглянуто розрахунки і конструювання основних гвинтових механізмів.

Методичні вказівки призначені для студентів усіх форм навчання, включаючи заочну та дистанційну, машинобудівного, кораблебудівного інститутів, а також інституту автоматики і електротехніки, які вивчають основи конструювання, деталі машин і основи конструювання, основи конструювання елементів приладів, конструювання машин та механізмів – прикладна механіка.

Рецензенти: С.Ф. Трунін, канд. техн. наук, професор;
М.М. Івахненко, канд. техн. наук, доцент

*Згідно з наказом ректора НУК № 08 від 09.01.2008
методичні вказівки публікуються в авторській редакції.
Відповідальність за редагування несе автор.*

ВСТУП

Розрахунково-графічне завдання є першою самостійною конструкторською роботою студентів. Це завдання передбачає проектування одного із простих гвинтових механізмів, які застосовуються в період монтажу суднових механізмів та під час збірних робіт. Загальним для цих механізмів є те, що вони мають передачу гвинт-гайка, яка включає гвинт, гайку, рукоятку. Під час обертання рукоятки гвинт переміщується і створює осьову силу.

Під час проектування студентом розробляються конструкторські документи, пояснювальна записка, збірне креслення механізму, специфікація.

Пояснювальна записка, в якій містяться технічні дані, опис механізму і розрахунок його основних деталей, повинна складати наступні розділи.

1. Вступ.
2. Призначення механізму.
3. Технічна характеристика.
4. Опис механізму.
5. Розрахунок.
6. Список використаної літератури.

Збірне креслення повинно містити в собі зображення механізму, виконане в масштабі 1:1 на форматі аркушу А-1, номери позицій для специфікації, габаритні і приєднанні розміри. На збірному кресленні вказати характеристики механізму.

У технічній характеристиці механізму вказується сила, яка створюється гвинтом, хід гвинта, технологічні розміри, сила, прикладена робочим, ККД механізму. На кресленні вказуються вимоги, необхідні для

забезпечення працездатності механізму, покриття зовнішніх поверхонь, покриття різей, вимоги до збирання.

Специфікація виконується окремо і підшивається вкінці розрахунково-пояснювальної записки.

Розрахунок механізму супроводжується ескізними кресленнями, які пояснюють розрахунки.

1. ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ – ГАЙКА КОВЗАННЯ

Загальні відомості. Гвинтові передачі служать для перетворення обертального руху в поступальний. Переваги передач – простота, компактність і технологічність конструкції, висока навантажувальна здатність і надійність, висока ступінь редукції, можливість забезпечення точних плавних переміщень, виконання самогальмування (при малих кутах підйому і відсутності вібрації), що дозволяє використовувати його при вертикальних переміщеннях, велике передаточне число, самогальмування і можливість виготовлення з великою точністю за кроком; недоліки – порівняно велике тертя в різі і зношування, низький ККД передачі. Ці якості визначають область застосування гвинтової передачі. В домкратах, гвинтових пресах, натискних пристроях прокатних верстатів передачі використовують в якості вантажних: вони нерідко передають великі зусилля при порівняно малих швидкостях руху. У верстатах, вимірювальних приладах і машинах гвинтові передачі широко застосовують для установочних, робочих і холостих переміщень, в тому числі і точних, при цьому до гвинтової передачі пред'являються вимоги високої зносостійкості і тривалого збереження точності.

До гвинтових передач звичайно використовують трапецієподібну різь за ГОСТом 9484–81, а при великих зусиллях, постійно напрямлених в одну сторону, – упорну різь за ГОСТом 10177–82. Профілі цих різей представлені у додатку.

Різь прямокутна, хоча і має у відношенні роботи тертя деякі переваги перед трапецієподібною, не стандартизована і майже не застосовується. Це обумовлено деякими причинами: трапецієподібну різь легко нарізувати всіма відомими способами, а нарізання прямокутної різі складніше; крім того, її неможливо фрезерувати; трапецієподібна різь міцніше прямокутної, так як при однаковому кроці висота витка у основи в трапецієподібній різі більше, ніж у прямокутної; осьові зазори в трапецієподібній різі можна регулювати стягуванням розрізної гайки, а в прямокутної неможливо.

Упорна різь має несиметричний трапецієподібний профіль з кутом при вершині 3° ; закруглення у впадинах різі цього типу сприяють підвищенню точності при динамічному навантаженню.

У відповідальних силових передачах і механізмах точних переміщень використовуються кулькові гвинтові пари, які характеризуються високим ККД, що досягає до 0,9, і можливістю повного усунення осьового і радіального зазору в з'єднанні.

Класифікація передач. За призначенням передачі гвинт – гайка поділяються на: вантажні – для створення великого осьового навантаження; ходові – застосовуються в різних механізмах подання; установочні – використовуються для точних переміщень і регулювання.

В залежності від конструювання механізму передача гвинт – гайка може бути виконана за таким чином:

1. Гвинт обертається, гайка переміщується поступово (гвинтовий механізм).
2. Гайка обертається, гвинт переміщується поступово (гвинтова стяжка).
3. Гайка нерухома, гвинт обертається і переміщується поступово (домкрат, прес, знімник).
4. Гвинт нерухомий, гайка обертається і переміщується поступово.

За числом заходів різі розрізняють передачі з одно-, дво- і багато-західною різєю. За здатністю забезпечити самогальмування гвинтової пари – з самогальмованою і несамогальмованою різєю. За напрямком підйому середньої гвинтової лінії – з правою і лівою різєю.

2. ОСНОВНІ ПАРАМЕТРИ ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ – ГАЙКА

Профіль різі. Вибір профіля різі залежить від призначення передачі (вантажна, ходова або установочна) і умов експлуатації (характер навантаження, точність переміщення, норми зазорів, значення ККД, умови навколишнього середовища).

Для вантажних і ходових гвинтів, які сприймають реверсивне навантаження, застосовують переважно трапецієподібну різь із кутом профілю $\alpha = 30^\circ$. Різь характеризується невеликими втратами на тертя; добре центрується по боковим поверхням профіля; технологічна (різь фрезується і шліфується).

Частіше використовуються різь із середнім кроком $P = 4 \dots 10$ мм, дрібна різь застосовується в передачах із підвищеною точністю, крупна – для особливо тяжких умов роботи.

Для вантажних гвинтів, які сприймають більші односторонні осьові навантаження, в тому числі і ударні, застосовують упорну різь. ККД упорної різі вище, ніж трапецієподібної, завдяки меншому профільному (технологічному) куту $\alpha/2 = \gamma = 3^\circ$. Різь характеризується високою статичною і втомленісною міцністю внаслідок значних радіусів закруглень впадини різі, що знижують концентрацію напружень.

Для установочних гвинтів, що виконують точне переміщення, де питання ККД не являються важливими, застосовують метричні різі з дрібним кроком, з кутом профілю $\alpha = 60^\circ$. Крупні різі застосовуються у вантажних передачах, що створюють порівняно невеликі осьові навантаження (знімники, струбцини і т. п.).

Метрична різь характеризується найбільшою міцністю і найменшим ККД, технологічна.

В домкратах і пресах при невеликих осьових навантаженнях приймають також прямокутну різь з квадратним профілем ($\alpha = 0^\circ$). Різь має найбільший ККД і зменшену міцність, не технологічна, при наявності радіального зазору у вершин профілей не забезпечується достатня міцність центрування гайки по гвинту. При зносі витків різі появляється осьовий люфт, який важко усунути. Прямокутна різь не стандартизована.

Основними параметрами різі передачі гвинт – гайка є: зовнішній діаметр d , внутрішній d_1 і середній d_2 , крок різі p , хід різі p' , робоча висота профілю різі h , мм; кут підйому ψ , град, число заходів z_p .

Кут підйому гвинтової лінії і умови самогальмування. Гвинтова передача називається самогальмованою, якщо виконується умова

$$\psi < \phi,$$

де ψ – кут підйому середньої гвинтової лінії (рис. 2.1, *a*):

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{pz_p}{\pi d_2}, \quad (2.1)$$

де p – крок різі, мм; z_p – число заходів різі; d_2 – середній діаметр різі, мм; ϕ – приведений кут тертя,

$$\phi = \arctg \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (2.2)$$

де f – коефіцієнт тертя у різі; $\alpha/2$ – кут нахилу робочої сторони профіля різі; $\alpha/2 = 30^\circ$ – у метричній; $\alpha/2 = 15^\circ$ – у трапецієподібній; $\alpha/2 = \gamma = 3^\circ$ – в упорній. У прямокутній різі $\alpha/2 = 0^\circ$.

Самогальмовані передачі застосовуються для перетворення обертального руху в поступальний, при цьому гарантується відсутність руху під дією осрової статичної сили, так як в самогальмованих передачах піднятий вантаж не буде самовільно опускатися, і необхідність у гальмових пристроях відпадає.

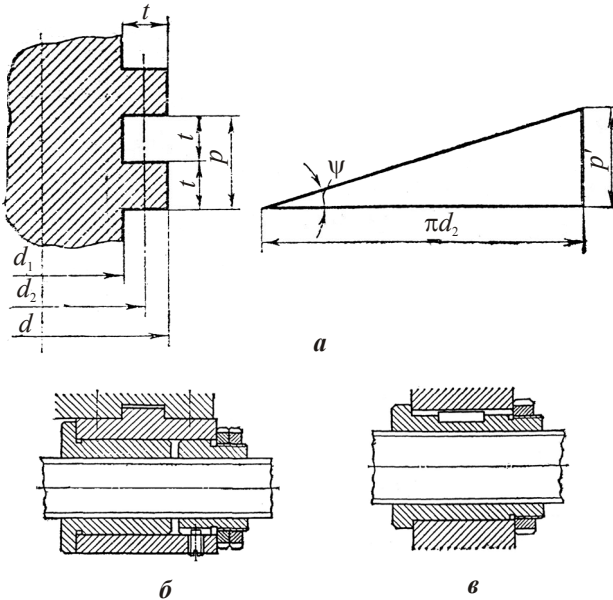


Рис. 2.1

Якщо у гвинтовій передачі

$$\psi > \phi,$$

вона являється несамогальмованою. При умові $\gamma \geq 2 \phi \cong 12^\circ$ гвинтову передачу можна використовувати для перетворення поступального руху в обертальний.

Число заходів різі. Самогальмована гвинтова передача характеризується малими кутами підйому ψ , тому в подібних передачах звичайно застосовують однозахідну різь.

Якщо за експлуатаційними умовами потрібно велике осьове переміщення гвинта або гайки за один оберт, застосовують різі з великим кроком. В цьому випадку в межах звичайної висоти гайки отримується мале число витків різі, і її міцність може вийти недостатньою, тому застосовують багатозахідні гвинти для того, щоб отримати достатнє число витків різі.

Відповідно залежності число заходів різі

$$z_p = \frac{\pi d_2 \operatorname{tg} \psi}{p}.$$

Крок різі, т.ч. осьове переміщення гайки (гвинта) за один повний оберт

$$p' = pz_p.$$

Кінематичні і силові залежності у гвинтовій парі. Швидкість відносного переміщення гайки або гвинта (мм/с)

$$V = \frac{z_p p n}{60},$$

де p – крок різі, мм; n – частота обертання гвинта або гайки, хв^{-1} .

Крок різі p в залежності від швидкості поступального руху V (мм/с) і кутової швидкості ω (рад/с) гвинта або гайки

$$p = \frac{2\pi V}{\omega}.$$

Передаточне число гвинтової пари

$$u = \frac{\pi d_2}{p},$$

де d_2 – середній діаметр різі, мм; p – крок середньої гвинтової лінії, мм.

Конструкція передач гвинт – гайка. Принцип роботи гвинтового механізму розглянемо на прикладі домкрата. Основними конструктивними елементами являються: гвинт, гайка, корпус, рукоятка і чашка.

При дії на рукоятку зусилля, що створює робітник, гвинт обертається і переміщується поступально.

На голівці гвинта встановлена чашка, що упирається у вантаж. Звичайно чашка має насічку на верхній площині для передбачення не зсування вантажу.

Під час роботи домкрата між голівкою гвинта і чашкою виникає тертя. Для зменшення втрат по кільцевій поверхні зменшують радіус опорної поверхні чашки або встановлюють упорний підшипник. Упорні або радіально – упорні підшипники гвинтів, які сприймають осьове навантаження в обох напрямках, завжди встановлюють в одній опорі, а другу виконують плаваючою. Довгі гвинти фіксують у двох опорах таким чином, щоб при будь – якому напрямку осьового навантаження гвинти можуть мати тільки одну опору, а другою опорою є гайка, яка ковзається

у напрямних. Повне вигвинчування гвинта із гайки обмежується торцевою шайбою. Гайки передач із постійною за напрямком осовою силою виконують у вигляді втулок із одним опорним фланцем (рис. 2.1,б); при змінному напрямку осової сили застосовують конструкцію, що на рис. 2.1,в нерухому гайку витримують від провертання у корпусі гвинтами або шпонками. Гайки точних передач виконують здвоєними, завдяки чому боковий зазор можливо усунути осьовим переміщенням гайок відносно один одного. Стопоріння гайки в корпусі від провертання моментом тертя гвинтової пари здійснюється стопорним гвинтом. Висота корпусу домкрата приймається з таким розрахунком, щоб повністю опущений гвинт не впирався в основу домкрата або у фундамент. Конструкція домкрата приведена на рис. 2.2.

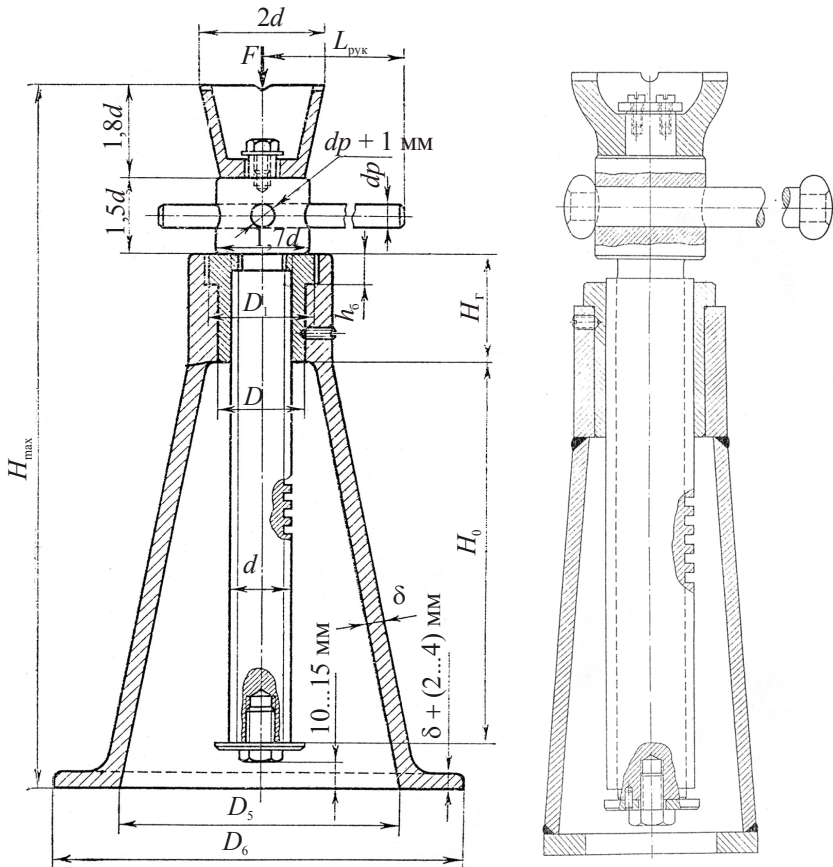


Рис. 2.2

Матеріали гвинтової пари. Матеріали гвинта або гайки повинні складати антифрикційну зносостійку пару або мати добре оброблені поверхні. Вибір марки матеріала визначається призначенням передачі, експлуатаційними умовами і технологічними міркуваннями.

Гвинти, що не піддаються загартуванню, виготовляють із сталей 40; 45; 50; піддаються загартуванню – із сталей 65Г; У10А; 40Х; 40ХГ; 4ХН. Точні тяжконавантажені гвинти виготовляють із азотованих сталей 65Г; 40Х; 40ХГ, так як вони характеризуються мінімальним коробленням після термообробки і підвищеною зносостійкістю (табл. 2.1).

Таблиця 2.1. Залежність допустимих напружень від марки сталі

Марки сталі	Границя, МПа			Рекомендовані значення допустимих напружень, МПа		
	міцності $\sigma_{\text{тим}}$	текучості $\sigma_{\text{т}}$	витривалості σ_{-1}	$[\sigma_{\text{р}}]$	$[\tau_{\text{зр}}]$	$[\sigma_{\text{зм}}]$
40	500	270	200	162	108	216
45	500	360	240	216	144	280
50	600	300	240	180	120	240
40Х	800	640	280	384	256	512
40ХН	820	650	360	429	286	455
65Г	736	432	331	285	190	302
40ХГ	981	785	441	518	345	550

Матеріали гайок, крім добрих антифрикційних властивостей, повинні мати необхідну об'ємну міцність.

Гайки відповідальних передач виготовляють із олов'яних бронз марок БрОФ 10–1, БрОЦС 6–6–3, БрОФН 10–1–1; в маловідповідальних тихохідних передачах ($V \leq 2$ м/с) застосовують антифрикційний чавун марки АВЧ – 1, АВЧ – 2, АКЧ – 1, АКЧ – 2, а також сірий чавун СЧ20 (табл. 2.2).

Таблиця 2.2. Механічні характеристики бронзи

Марки бронзи	Границя, МПа		
	міцності $\sigma_{\text{тим}}$	текучості $\sigma_{\text{т}}$	витривалості σ_{-1}
БрОФ 10–1	250	200	
БрОФН 10 – 1 – 1	290	170	
БрОЦС 6 – 6 – 3	200	90	
БрОЦС 5 – 5 – 5	220	90	
СЧ 20			360

Після вибору матеріалу гвинта і гайки знаходимо допустимі напруження під час розрахунку гвинта на стиск

$$[\sigma_{\text{ст}}] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{[n]}, \quad (2.3)$$

де $\sigma_{\text{т}}$ – границя текучості, МПа (див. табл. 2.1); $[n] = 3 - 4$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності.

Під час розрахунку на міцність гайки допустимі напруження: $[\sigma_{\text{р}}] = [\sigma_{\text{зм}}] = [\sigma_{\text{F}}] = 50$ МПа; $[\tau_{\text{зр}}] = 35$ МПа – для бронзи і чавуну.

Розподіл осевих сил і крутних моментів по довжині гвинта. Для визначення навантажень в небезпечному перерізі гвинта будемо епюри повздовжніх сил і крутних моментів по витках гайки.

Під час роботи домкрата під навантаженням (рис. 2.3) ділянка 1–3 від опорної поверхні гвинта, до гайки стискається повною силою F . По висоті гайки на ділянці 3–4 навантаження падає до нуля.

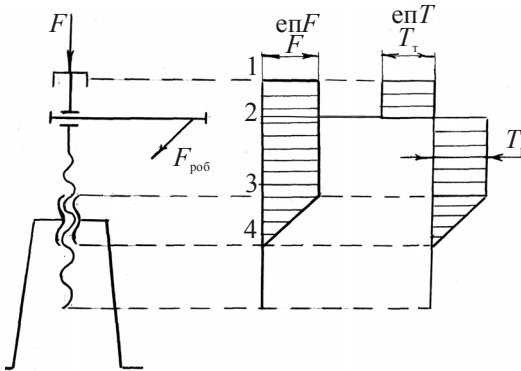


Рис. 2.3

Крім стискання гвинт домкрата скручується: на ділянці 1–2 від опорної поверхні гвинта до осі рукоятки моментом тертя в опорі $T_{\text{т}}$, і на ділянці 2–4 моментом тертя в різі $T_{\text{р}}$. По висоті гайки на ділянці 3–4 значення моменту $T_{\text{р}}$ падає до нуля.

Оскільки, можливо, що (для гвинтової пари ковзання) $T_{\text{т}} < T_{\text{р}}$, то звичайно небезпечним являється ділянка гвинта домкрата 2–3, навантажений осью силою F і моментом тертя в різі $T_{\text{р}}$.

Момент тертя на опорній поверхності гвинта $T_{\text{т}}$ визначається в залежності від конструкції опори за формулами для кільцевої п'яти

де f – коефіцієнт тертя;
для суцільної п'яти

для сферичної п'яти

$$\left. \begin{aligned} T_{\tau} &= \frac{1}{3} F f \frac{D_2^3 - d_3^3}{D_2^2 - d_3^2}, \\ T_{\tau} &= \frac{1}{3} F f d_3; \\ T_{\tau} &= \frac{1}{2} F f a. \end{aligned} \right\} \quad (2.4)$$

Залежність між моментом тертя у різі T_p (Нмм) і створюваним навантаженням F (Н)

$$T_p = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (2.5)$$

де T_p – момент у гвинтовій парі.

Для суцільної п'яти визначаємо d_3 за умови зносостійкості (рис. 2.4)

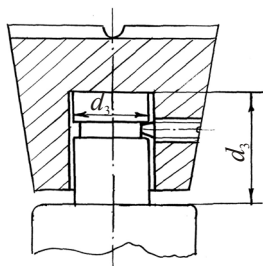


Рис. 2.4

$$q = \frac{F}{\frac{\pi d_3^2}{4}} \leq [q], \quad d_3 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[q]}}; \quad (2.6)$$

Для сферичної п'яти (рис. 2.5) приймаємо $d_3 = d_1$, і радіус кривизни R_1 визначаємо за умови контактної міцності

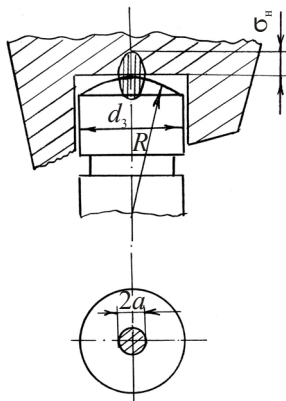


Рис. 2.5

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 0,3883 \sqrt{\frac{F E_{\text{пр}}^2}{R_1^2}} \leq [\sigma]_H, \\ R_1 &= \sqrt{\left(\frac{0,388}{[\sigma]_H} \right)^3 F E_{\text{пр}}^2}, \end{aligned} \quad (2.7)$$

де $E_{\text{пр}}$ – приведений модуль пружності, для сталевих деталей $E_{\text{пр}} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $[\sigma]_H = 3\sigma_{\tau}$ – допустиме напруження для сталевих деталей при $HB \leq 350$.

Радіус площадки кривизни контакту (рис. 2.5).

$$a = 1,1 \sqrt[3]{\frac{FR_1}{E_{\text{пр}}}}. \quad (2.8)$$

Для кільцевої п'яти приймаємо $d_3 \cong 0,6d$ (рис. 2.6).

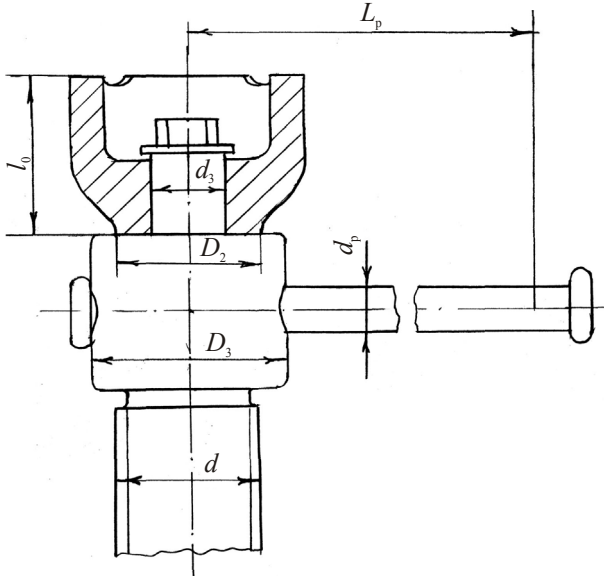


Рис. 2.6

3. РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ – ГАЙКА

Основним критерієм працездатності передачі є зносостійкість, яка оцінюється по величині середнього питомого тиску. За цим критерієм виконують проектний розрахунок.

Передачі гвинт – гайка розраховують на спрацювання робочих поверхонь, на міцність гвинта і гайки та на повздовжню стійкість гвинта (при стисканні).

Розрахунок на спрацювання. Швидкість відносного ковзання в різі звичайно в 10–40 разів більша, ніж швидкість осевого переміщення. Велике відносне ковзання витків гайки і гвинта під навантаженнями веде

до спрацювання їх робочих поверхонь, що є основною причиною виходу передачі з ладу.

Середній тиск у різі (перевірочний розрахунок)

$$q = F / (\pi d_2 h z) \leq [q],$$

де F – осьова розрахункова сила, яка діє на гвинт; d_2 – середній діаметр різі; h – робоча висота профілю різі; z – число витків різі гайки; $[q]$ – допустимий робочий тиск у різі.

Щоб забезпечити необхідну стійкість передачі до спрацювання, беруть заниженні значення $[q]$. Для пари сталь – чавун $[q] = 4 \dots 6$ МПа, для пари сталь – бронза $[q] = 8 \dots 12$ МПа.

Для проектного розрахунку формулу для визначення середнього тиску доцільно перетворити замінивши $z = H_r / p$. Позначивши коефіцієнт висоти гайки $\psi_H = H_r / d_2$ та коефіцієнт висоти різі $\psi_h = h / p$, де H_r – висота гайки, отримаємо середній діаметр різі

$$d_2 = \sqrt{F / (\pi \psi_H \psi_h [q])}. \quad (3.1)$$

Величину кроку визначають звичайно кінематичним розрахунком; коефіцієнт висоти гайки беруть у межах $\psi_H = 1,2 \dots 2,5$ для суцільних гайок і $\psi_H = 2,5 \dots 3,5$ для рознімних. Більші значення застосовують для різей менших діаметрів.

Для трапецієподібних і прямокутних різей коефіцієнт висоти різі $\psi_h = 0,5$, для упорних $\psi_h = 0,75$. Значення $[q]$ у різі гвинтових механізмів точних переміщень, наприклад у ділильних ланцюгах верстатів, приймають у 2–3 рази менше, ніж у гвинтів загального призначення.

Після визначення d_2 його кінцеве значення уточнюють згідно стандарту і приймають інші параметри різі гвинта і гайки, тобто d , d_1 , d_2 і p . Якщо розраховують гвинт із прямокутною різєю, то її параметри визначають із співвідношень

$$p = \frac{d_2}{4}; \quad d_1 = \frac{8d_2}{9}; \quad d = \frac{5d_1}{4}.$$

В залежності від призначення передачі і вимог у відношенні самогальмування задаються числом заходів різі z_p .

Розрахунок гвинта на міцність. Тіло гвинта зазнає одночасно дії осьової сили F , яка розтягує або стискає гвинт, і скручувального моменту T_p (момент в різі). Таким чином, на гвинт діють складні деформації

(розтягування або стискання із згином або кручення тощо). В цьому випадку виникає складний стан, при якому різні матеріали можуть вести себе по-різному, в залежності від пластичності і інших якостей. В такому разі для дуже навантажених гвинтів перевірочний розрахунок на міцність виконують за приведеними або еквівалентними напруженнями $\sigma_{\text{екв}}$ в найбільш небезпечному перерізі за формулою

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_k^2} \leq [\sigma_p], \quad (3.2)$$

де $\sigma_p = 4F / \pi d_1^2$; $\tau_k = T / W_p = T / (0,2d_1^3)$, T – крутний момент, який виникає в небезпечному перерізі гвинтів: у пресах, знімниках, струбцинах $T = T_{\text{т.}} + T_{\text{р.}}$, в домкратах $T = T_{\text{р.}}$, $[\sigma_p] = \sigma_{\text{т.}}/3$ – допустиме напруження на стиск або розтяг сталей гвинтів.

Для гвинтів домкрата, преса, знімника, струбцини небезпечним є один із перерізів між гайкою і рукояткою.

Якщо розрахункове напруження $\sigma_{\text{екв}} > [\sigma_p]$, необхідно збільшити діаметр d_1 або вибрати інший матеріал гвинта. Різь, параметри якої визначаються із розрахунку на спрацювання, як правило, має надтискову міцність на зріз. Тому витки різі та гвинта на зріз звичайно не розраховують.

Розрахунок гвинта на стійкість (поздовжній згин). Під час розрахунків довгих гвинтів на стиск вони, крім перевірки на міцність, повинні також бути перевірені на стійкість (поздовжній згин) за формулою

$$\sigma_{\text{ст}} = F / (\pi d_1^2 / 4) \leq \phi' [\sigma_{\text{ст}}], \quad (3.3)$$

де ϕ' – коефіцієнт зменшення допустимих напружень стиснутих гвинтів залежить від гнучкості гвинта λ (табл. 3.1). Значення λ визначається за формулою

$$\lambda = \mu L / i, \quad (3.4)$$

де i – радіус інерції для колового перерізу, $i = \sqrt{I_{\text{мін}} / F} = d_1 / 4$; d_1 – внутрішній діаметр різі; μ – коефіцієнт приведення довжини стиснутої ділянки гвинта, яка залежить від способу закріплення його кінців (табл. 3.2). При шарнірно – закріплених кінцях або один направляється гайкою (ходові гвинти) $\mu = 1$; один кінець гвинта вільний, другий закріплено жорстко або направляється гайкою (гвинт домкрата) $\mu = 2$; один кінець гвинта закріплено жорстко або направляється гайкою, другий закріплено шар-

нірно (гвинт преса) $\mu = 0,7$; обидва кінця закріплені жорстко μ ; де $[\sigma_{\text{ст}}]$ – див формулу (2.3).

Таблиця 3.1. Значення коефіцієнта ϕ' повздовжнього згину

Гнучкість λ	Сталь			Чавун АВЧ – 1, АВЧ – 2, АКЧ – 1, СЧ 20	Дуралю- мін
	Ст3, 4, 5, 20	Ст 35, 40, 45, 50	65Г, 40Х, 40ХН		
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
10	0,99	0,98	0,98	0,97	0,999
20	0,97	0,96	0,95	0,91	0,998
30	0,95	0,93	0,92	0,81	0,835
40	0,92	0,89	0,89	0,69	0,700
50	0,89	0,85	0,84	0,57	0,568
60	0,86	0,80	0,78	0,44	0,455
70	0,81	0,74	0,71	0,34	0,353
80	0,75	0,67	0,63	0,26	0,269
90	0,69	0,59	0,54	0,20	0,212
100	0,60	0,50	0,46	0,16	0,172
110	0,52	0,43	0,39	–	0,142
120	0,45	0,37	0,33	–	0,119
130	0,40	0,32	0,29	–	0,101
140	0,36	0,28	0,25	–	0,087
150	0,32	0,25	0,23	–	0,076
160	0,29	0,23	0,21	–	–
170	0,26	0,21	0,19	–	–
180	0,23	0,19	0,17	–	–
190	0,21	0,17	0,15	–	–
200	0,19	0,15	0,13	–	–
210	0,17	0,14	0,12	–	–
220	0,16	0,13	0,11	–	–

У випадку недостатньої жорсткості гвинта, тобто при $\sigma_{\text{ст}} > \phi'[\sigma]_{\text{ст}}$, необхідно збільшити внутрішній діаметр гвинта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi\phi'[\sigma]_{\text{ст}}}} \quad (3.5)$$

або вибрати інший матеріал гвинта.

Таблиця 3.2. Значення коефіцієнта μ в залежності від схеми закріплення кінців центрально – стиснутого стержня

Схема закріплення				
Значення μ	2	1	0,7	0,5

Визначають розміри гайки.

Висота гайки

$$H_{\Gamma} = \psi_H d_2 \quad (3.6)$$

або за умов міцності витка на зріз знаходять число витків гайки

$$z = \frac{F}{\pi d_2 \psi_h p [\tau]_{\text{зр}}}; \quad (3.7)$$

$[\tau]_{\text{зр}}$ – вибирається за табл. 2.1.; за умов обмеження зносу опорної поверхні різі число витків визначають за формулою

$$z = \frac{F}{\pi d_2 \psi_h [q]}. \quad (3.8)$$

Враховуючи нерівномірність розподілу осьового навантаження по витках різі, необхідно виконати умови

$$z = \frac{H_{\Gamma}}{p} \leq z_{\text{max}} = 10 \dots 12. \quad (3.9)$$

Якщо розрахункове число витків $z > 12$, необхідно збільшити діаметр різі або змінити матеріал гайки. Тоді висота гайки

$$H_{\Gamma} = zp. \quad (3.10)$$

Визначаємо зовнішній діаметр гайки D за умови міцності її тіла, враховуючи, що в перерізі I–I (див. рис. 5.1, θ) діє осьова сила F і скручувальний момент T_p гвинтової пари, розрахунок ведемо за еквівалентними напруженнями

$$\beta F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)[\sigma_p],$$

де $\beta = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує вплив скручувального моменту, звідки

$$D = \sqrt{\frac{4\beta F}{\pi[\sigma_p]} + d^2}. \quad (3.11)$$

Товщина тіла гайки повинна бути більше 5 мм, тому що тонкі стінки деформуються після запресування в корпус, що погіршує роботу передачі.

Допустимі напруження на розтягування матеріала гайки для бронзи $[\sigma_p] = 35 \dots 45$ МПа, для чавуна $[\sigma_p] = 20 \dots 35$ МПа.

Визначимо зовнішній діаметр буртика гайки за умови міцності на зминання $F = \frac{\pi}{4}(D_1^2 - D^2)[\sigma_{зм}]$, звідки

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{зм}]} + D^2}, \quad (3.12)$$

де $[\sigma_{зм}] = (0,3 \dots 0,4)\sigma_T$.

Для більш рівномірного розподілу осьового навантаження по витках різі висоту буртика гайки h_6 приймають

$$h_6 = (0,25 \dots 0,3)H_r. \quad (3.13)$$

Представивши буртик, як консольну балку, (рис. 3.1) перевіряємо небезпечний переріз $a - a$ на зріз

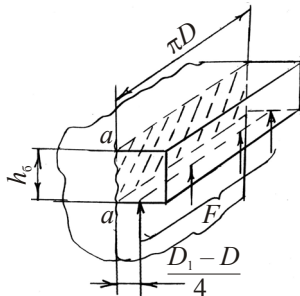


Рис. 3.1

$$\tau_{зр} = \frac{F}{\pi D h_6} \leq [\tau_{зр}], \quad (3.14)$$

де допустиме напруження на зріз для бронзи $[\tau_{зр}] = 20 \dots 25$ МПа, для чавуна $[\tau_{зр}] = 20 \dots 30$ МПа.

Визначаємо необхідну довжину рукоятки (або радіус штурвала) передачі за умови рівноваги рухомого моменту, утвореного робітником $T_{роб}$ і моментом тертя в опорі T_T , і в різі T_p

$$T_{роб} = T_T + T_p. \quad (3.15)$$

Момент, утворений робітником,

$$T_{\text{роб}} = F_p L_p K n_p, \quad (3.16)$$

де n_p – кількість робітників; F_p – зусилля, утворене одним робітником на рукоятці (штурвалі), $F_p = 200 \dots 300$ Н; L_p – розрахункова довжина рукоятки, мм; K – коефіцієнт, який враховує незручність одночасної роботи двох або більше робітників, $K = 0,8$.

Довжину рукоятки L_p визначаємо згідно формули

$$L_p = \frac{T_T + T_p}{n_p F_p K}. \quad (3.17)$$

Діаметр рукоятки (мм) за умови міцності на згин як консольної балки із плечем згину $L_2 = L_p - \frac{D_3}{2}$; $\sigma_F = \frac{M_{зг}}{0,1d_p} \leq [\sigma]_F$;

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{F_p n_p K L_2}{0,1[\sigma_F]}}, \quad (3.18)$$

де $[\sigma_F]$ – допустиме напруження на згин: для сталей марок Ст3, Ст4 $[\sigma_F] = 120 \dots 130$ МПа.

В передачах із механічним приводом визначають необхідну потужність приводу, кВт

$$P = \frac{FV}{1000\eta},$$

де F – осьове навантаження, Н; V – швидкість поступового переміщення, м/с; η – загальний ККД приводу,

$$\eta = \eta_n \eta_p,$$

де η_n – ККД гвинтової пари; η_p – ККД редуктора.

4. РОЗРАХУНОК СТОПОРНОГО ГВИНТА

Для закріплення гайки і утримання її від провертання в корпусі домкрата, преса або іншого гвинтового механізму можливо встановлювати стопорний гвинт.

Необхідність в установці стопорного гвинта залежить від співвідно-

шення моментів T_T і T_p . Якщо $T_T < T_p$, то стопорний гвинт ставиться, в іншому випадку – не ставиться.

Стопорний гвинт перевіряють на зріз і зминання, враховуючи, що він навантажується силою від моменту опору в різі.

Момент опору в гвинтовій парі

$$T_p = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \phi). \quad (4.1)$$

Момент тертя на опорній поверхні буртика гайки, який перешкоджає її провертанню

$$T_T = \frac{1}{4} F f \frac{D_1^3 - D^3}{D_1^2 - D^2},$$

де $f = 0,1$ – коефіцієнт тертя.

Якщо $T_T < T_p$, то гвинт має напруження зрізу в небезпечному перерізі II–II (див. рис. 5.1, в) в результаті дії сили F

$$\left. \begin{aligned} F_{\Gamma B} &= \frac{2(T_p - T_T)}{D}; \\ \tau_{зр} &= \frac{F_{\Gamma B}}{\pi d_{\Gamma B}^2 / 4} \leq [\tau_{зр}]; \\ [\tau_{зр}] &= 80 \text{ МПа}, \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

де $d_{\Gamma B}$ – діаметр стопорного гвинта, $d_{\Gamma B}$ приймаємо М6 або М8 за ГОСТ 1478–81. Матеріал гвинта вибирається за табл. 2.1.

Довжину стопорного гвинта визначаємо за умови міцності на зріз за формулою

$$l = \frac{F_{\Gamma B}}{z d_{\Gamma B} [\tau]_{зр}}, \quad (4.3)$$

за умови міцності на зминання

$$l = \frac{F_{\Gamma B}}{z d_{\Gamma B} [\sigma]_{зм}}, \quad (4.4)$$

де z – число витків.

Довжину циліндричної частини гвинта вибираємо менше товщини тіла гайки принаймі на 0,5 мм.

Товщина тіла гайки

$$\delta = \frac{D-d}{2}; \quad \delta - l = 0,5 \text{ мм.}$$

Розміри кінців гвинтів та їх загальну довжину стандартизовано.

Номінальний діаметр різі гвинта	$d_{\text{ГВ}}, \text{мм}$	$l, \text{мм}$
6,0	4,5	4,0
8,0	6,0	5,0
10,0	7,0	6,0
12,0	9,0	7,0

5. РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО ДОМКРАТА

Розрахувати і спроектувати гвинтовий домкрат (рис. 5.1,*а*) за наступними даними: F – вантажепідйомність, Н; H – висота підйому вантажу, мм; тип різі.

На рисунку 5.1,*а*: 1 – корпус; 2 – гайка силова; 3 – гвинт силовий; 4 – чашка; 5, 7 – гвинт стопорний; 6 – рукоятка; 8 – шайба обмежувальна.

Гвинтові домкрати виконують підйом і опускання суднових механізмів під час перевірки їх і в процесі монтажу. Звичайний гвинтовий домкрат має чашку 4, на яку встановлюють вантаж; корпус 1, обмежувальну шайбу 8, яка обмежує повне вигвинчування силового гвинта 3. Для зменшення опору обертання гвинта між голівкою гвинта і чашкою може бути встановлений упорний підшипник. Гайка силова 2 має отвір для рукоятки.

1. Складаємо конструктивну схему механізму і будуємо епюри сил і моментів, що діють на гвинт, гайку і рукоятку (див. рис. 2.3).

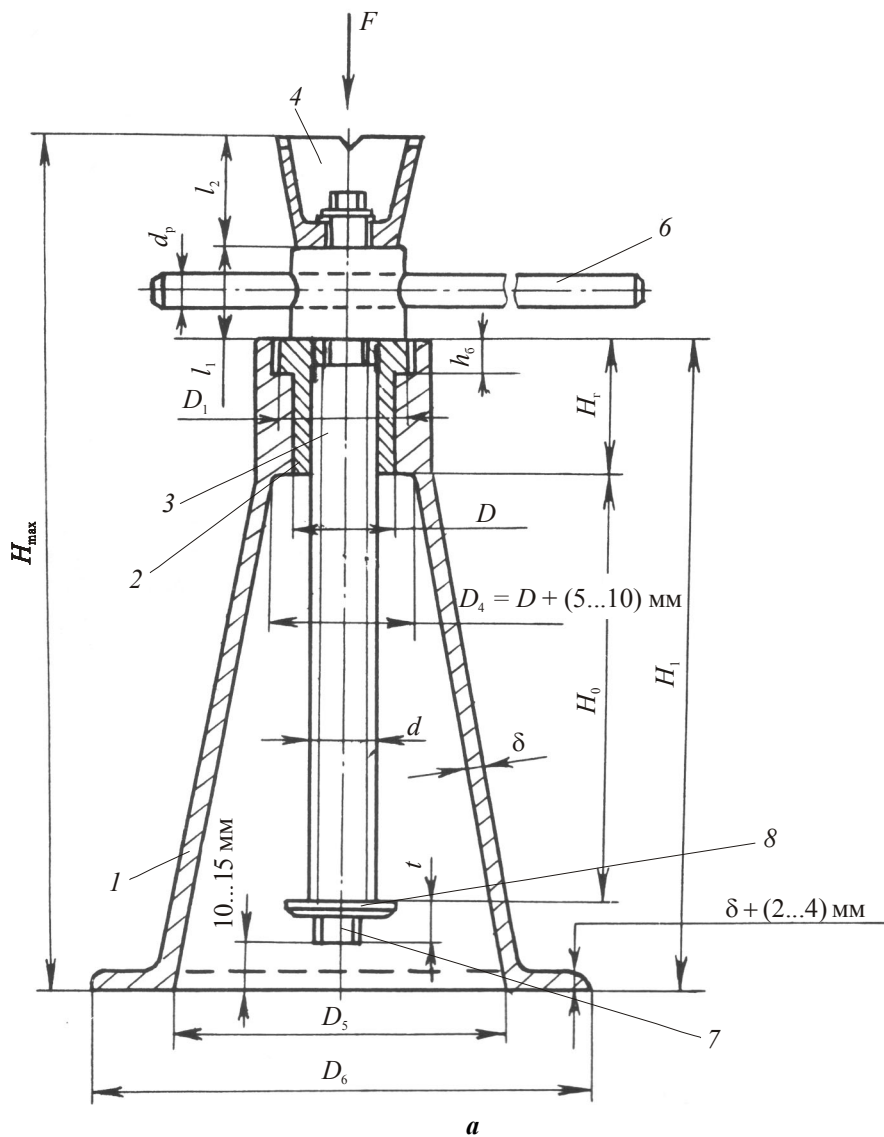
2. Вибираємо матеріали гвинта (див. табл. 2.1) і гайки домкрата (див. табл. 2.2), і визначаємо допустимі напруження (див. формулу (2.3)).

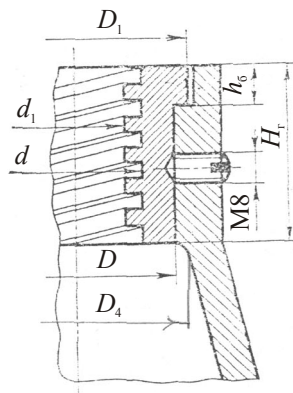
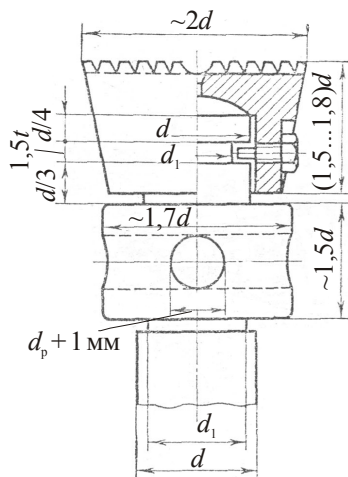
3. Приймаємо конструкцію гайки суцільною (рис. 5.1,*б*).

4. Визначаємо середній діаметр різі d_2 (див. формулу 3.1).

5. За ГОСТом (див. додаток) приймаємо розміри різі: d, d_1, d_2, p , мм за умови, щоб середній діаметр різі був більше розрахункового.

6. Перевіряємо різь на самогальмування.



***B***

23

Зручність і безпека експлуатації домкратів потребує, щоб різь гвинта задовільняла умові самогальмування $\psi < \varphi$, ψ і φ знаходимо за формулами (2.1) і (2.2).

7. Перевіряємо гвинт на стійкість.

Визначаємо гнучкість гвинта за формулою (3.3).

Розрахункова найбільша довжина стиснутої частини гвинта L (рис. 5.1) визначається за залежністю

$$L = H_0 + l_1 + \frac{H_\Gamma}{2},$$

де l_1 – висота голівки гвинта, мм; $l_1 = 1,6d$.

Гвинт перевіряємо на стійкість за умови, щоб дійсні напруження стиску в гвинті $\sigma_{\text{ст}}$ не перевищували допустимих напружень на стійкість (див. формулу (3.3)) і перевіряємо гвинт на міцність за формулою (3.4).

8. Визначаємо висоту гайки H_Γ (рис. 5.1) за формулою (3.6), (3.10).

9. Визначаємо зовнішній діаметр гайки D за умови міцності на розтяг (див. формулу (3.11)).

10. Визначаємо діаметр буртика гайки D_1 за умови міцності на зминання (див. формулу (3.12)).

11. Висоту буртика h_6 приймаємо із співвідношення

$$h_6 = (0,25 \dots 0,3) H_\Gamma$$

і перевіряємо переріз $a-a$ на зріз (див. рис. 3.1) за формулою (3.14).

12. Виконаємо розрахунок опорної поверхні чашки домкрата (рис. 5.1, б) за умови обмеження зносу: для кільцевої опорної поверхні (рис. 5.1, б) конструктивно приймаємо внутрішній діаметр поверхні $d_3 = 0,6d$.

Допустимий питомий тиск для обмеження зносу приймаємо $[q] = 20$ МПа.

$$D_2 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[q]} + d_3^2}; \quad D_3 = D_2 + 5 \text{ мм};$$

для суцільної п'яти визначаємо d_3 за умови зносостійкості (див. формулу (2.6)); для сферичної п'яти приймаємо $d_3 = d_1$, а радіус кривизни R_1 (див. рис. 2.5) визначаємо за умови контактної міцності (див. формулу (2.7)).

Радіус площадки кривизни контакту (див. рис. 2.5) визначаємо за формулою (2.8).

13. Визначаємо довжину рукоятки L_p за умови рівноваги моментів, прикладених до гвинта (рис. 5.1, б) за формулою (3.17).

14. Визначаємо діаметр рукоятки за умови міцності на згин для консольної балки (рис. 5.1) за формулою (3.18).

15. Розрахунок стопорного гвинта поз.5 (рис. 5.1).

Стопорний гвинт ставиться в тому випадку, якщо $T_t < T_p$ і перевіряється на зріз за формулою (4.3) і на зминання за формулою (4.4).

16. Визначення ККД домкрата

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi) + 2 \frac{T_t}{F d_2}}.$$

17. Визначаємо основні розміри корпусу домкрата (рис. 5.1).

Висоту корпусу приймають такою, що при угвинченому силовому гвинті був зазор 10...15 мм між гвинтом і дерев'яною підставкою, на яку звичайно ставлять домкрат. Корпус може бути виконаний без нахилу або для більшої стійкості домкрата передбачають нахил 1/10...1/15. Товщина стінки δ литого корпусу із технологічних можливостей виконана більше 8 мм. Для зварювальної конструкції $\delta > 4$ мм.

Для вільного виходу різця під час розточування посадкової поверхні під гайку (рис. 5.2) приймаємо $D_4 = D + (5 \dots 10)$ мм.

Внутрішній діаметр корпусу у основи

$$D_5 = D_4 + 2htg\beta.$$

Діаметр D_6 визначається за умови міцності на зминання матеріала опори (звичайно дерев'яні підкладки), на які опирається домкрат:

$$D_6 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_{3M}}} + D_5^2,$$

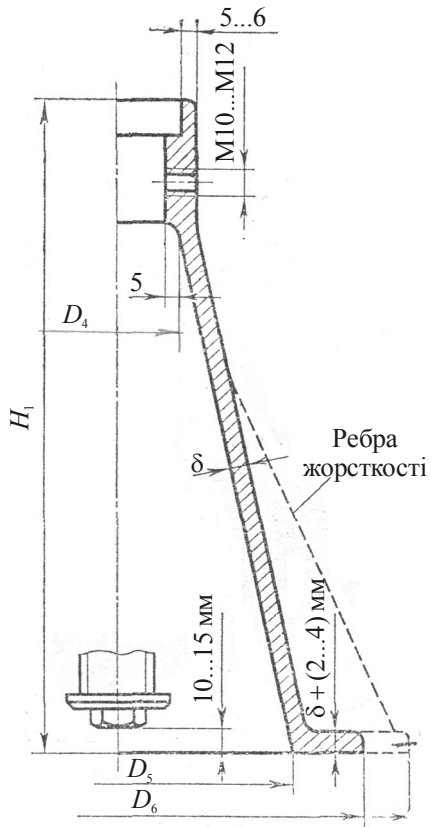


Рис. 5.2

де $[\sigma]_{\text{зм}}$ – допустимі напруження на зминання для дерева $[\sigma]_{\text{зм}} = 3,0 \dots 4,0$ МПа.

Корпус домкрата повинен бути перевірений на стискання в небезпечному перерізі.

Визначаємо напруження стискання в небезпечному перерізі

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{4F}{\pi(D_5^2 - D_4^2)} < [\sigma_{\text{ст}}].$$

Товщина опорного фланця $\delta_1 = 1,5\delta$.

Дані для виконання завдання вибираються за таблицею 1–1 додатку згідно рекомендацій викладача.

6. РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО ПРЕСА

Розрахувати і сконструювати гвинтовий прес (рис. 6.1) за наступними даними: осьове зусилля, що діє по осі гвинта преса F , Н; відстань від столу до повзуна в нижньому положенні, $H_{0\text{min}}$, мм; відстань між осями стійок L_0 , мм, хід повзуна, H_0 , мм, тип різі.

На рисунку: 1 – гвинт; 2 – гайка; 3 – штурвал; 4 – траверса; 5 – стійка; 6 – повзун; 7 – плита; 8 – стопорний гвинт; 9 – фіксуєча планка; 10 – напрямна планка; 11 – підп'ятник.

Гвинтові преси застосовуються для слюсарно – монтажних робіт, можуть бути одностійковий рис. 6.1 – або двохстійковими. У двохстійкового преса гайка 2 силова розміщується у траверсі 4, з'єднаного з опорною плитою 7 стійками 5 і гайкою. До повзуна 6 закріплені напрямні планки 10. Для зменшення зносу в повзуні розміщуються змінні вкладиші 11. Гвинт фіксується у повзуні планками 9 і гвинтами.

1. Складаємо конструктивну схему преса з епюрами сил і моментів, що діють на гвинт, гайку і маховик.

Епюри сил і моментів по довжині гвинта преса приведені на рис. 6.2.

Під навантаженням ділянка гвинта 4 – 3 від опорної поверхні гвинта до гайки стискається повною силою F . По висоті гайки на ділянці 3 – 2 стискаюча сила падає до нуля.

Гвинт преса також навантажений крутними моментами: на ділянці 1 – 4 моментом тертя в опорі $T_{\text{т}}$, і на ділянці 1 – 3 моментом тертя в різі $T_{\text{р}}$, останній по висоті гайки зменшується до нуля. Під час припущення, що гвинт преса має стискання по всій довжині, небезпечним буде ділянка гвинта 1 – 2, навантажена осьовою силою F і сумарним крутним моментом $T = T_{\text{т}} + T_{\text{р}}$.

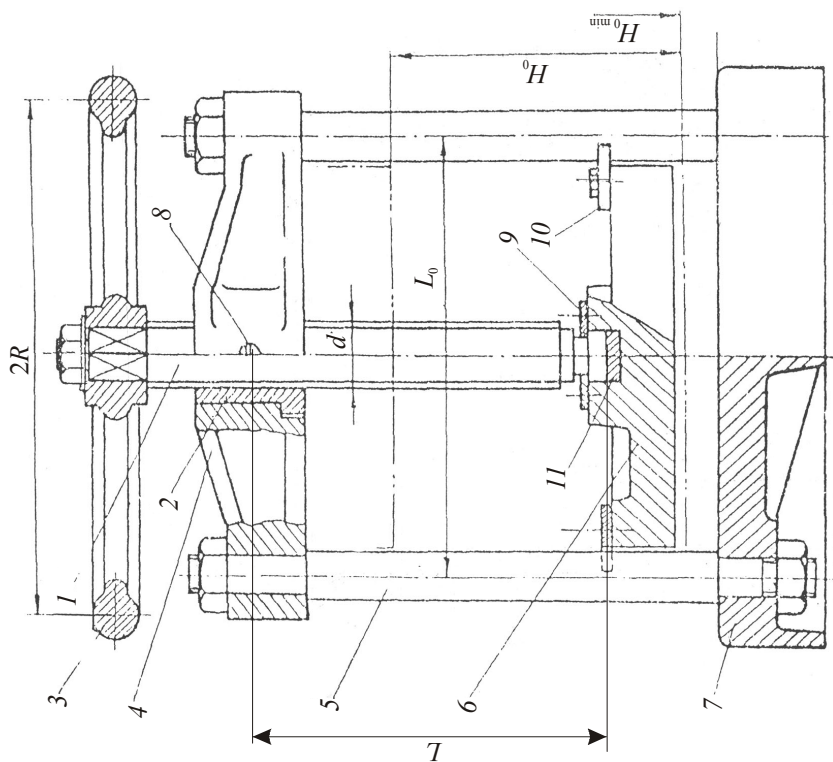
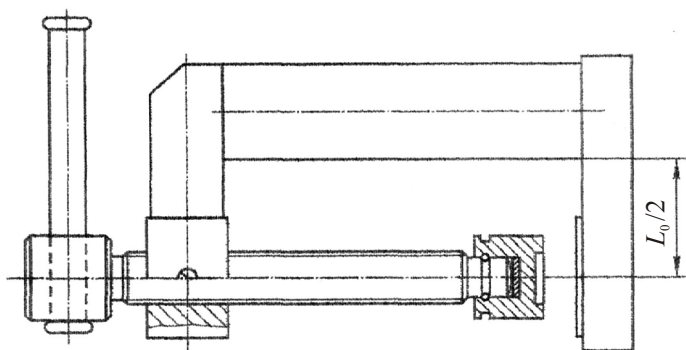


Рис. 6.1



2. Вибираємо матеріал і допустимі напруження для гвинта преса і гайки. Гвинт виготовляють із сталі (див. табл. 2.1). Допустимі напруження під час розрахунку гвинта на стискання вибираємо за формулою (2.3). Матеріал гайки – бронза (див. табл. 2.2).

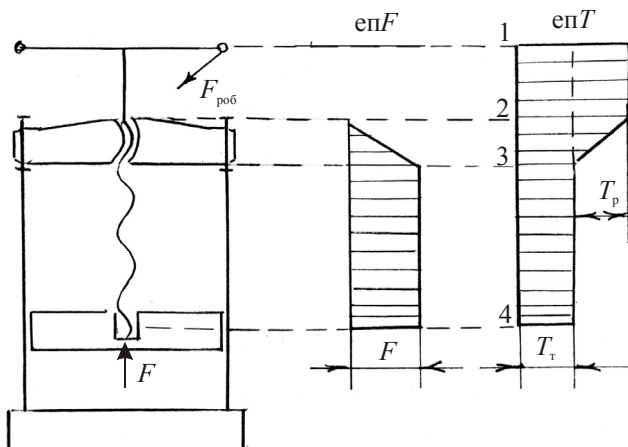


Рис. 6.2

3. Визначаємо середній діаметр різі гвинта за умови міцності на зносоустійкість (див. формулу (3.1)).

4. Вибираємо стандартні розміри різі (див. додаток): d , d_1 , d_2 , p , мм.

5. Перевіряємо різь на самогальмування.

Умова самогальмування:

$$\psi < \varphi.$$

Значення ψ і φ визначаємо за формулами (2.1) і (2.2).

6. Перевіряємо гвинт на стійкість (див. формулу (3.3)).

Довжина L визначається за залежністю

$$L = H_0 + l_1 + l_2,$$

де l_1 – відстань від торця гайки до перерізу, де має місце повне защемлення стержня, яке дорівнює половині висоти гайки, $l_1 = \frac{H_r}{2} > 20$ мм; l_2 – довжина, яка необхідна для розміщення голівки гвинта в повзуні, $l_2 \approx 30 \dots 50$ мм.

7. Визначаємо число витків у гайці (див. формули (3.7) і (3.8)).

8. Визначаємо висоту гайки H_r (див. формулу (3.6)).

9. Визначаємо зовнішній діаметр гайки D (див. формулу (3.11)).

Вважаємо, що в перерізі I-I (рис. 6.3) діє розтягуюча сила F і крутний момент T_p , тоді зовнішній діаметр гайки (див. формулу (3.11)).

10. Діаметр буртика гайки D_1 визначаємо за умови міцності на зминання (див. формулу (3.12)).

11. Висоту буртика h_6 приймаємо, враховуючи більш рівномірний розподіл навантаження по витках різі, із співвідношення

$$h_6 = \frac{H_r}{4}.$$

Представимо буртик як консольну балку (рис. 6.4), перевіряємо небезпечний переріз $a-a$ на зріз (див. формулу (3.14)).

12. Розраховуємо траверсу. Чавун-на траверса працює на згин. Небезпечний переріз (в середині траверси) має форму, показану на рис. 6.5. Траверса розглядається як балка на двох опорах. Звичайно матеріал траверси сірий чавун СЧ 18, $[\sigma]_F = 35$ МПа.

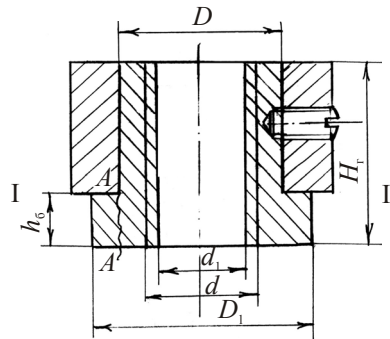


Рис. 6.3

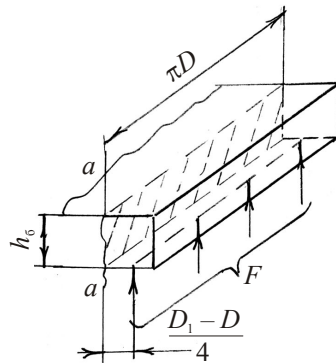


Рис. 6.4

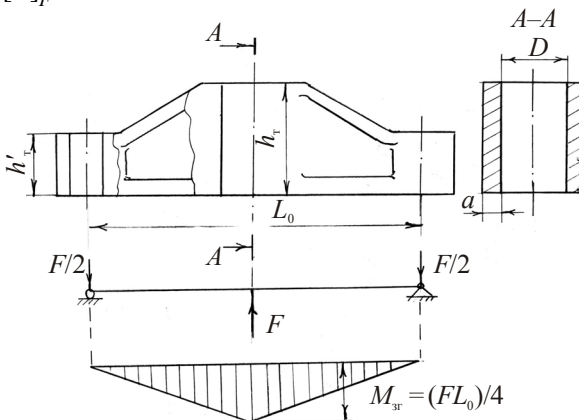


Рис. 6.5

Згинальний момент в небезпечному перерізі

$$M_{зг} = \frac{FL_0}{4}.$$

Назначаємо товщину стінки $a = 20 \dots 40$ мм. Висоту траверси визначаємо за умови міцності на згин

$$\sigma_F = \frac{6M_{зг}}{2ah_T^2} \leq [\sigma]_F,$$

тоді

$$h_T = \sqrt{\frac{3M_{зг}}{a[\sigma]_F}},$$

де h_T – висота всередині траверси.

Так як величина згинального моменту в місці кріплення стійок зменшується, конструктивно приймаємо висоту траверси $h'_T = 0,65h_T$.

13. Розраховуємо стійки, стійка розтягується силою $F/2$ і згинається моментом, який виникає при повороті траверси навколо осі гайки під дією моменту T_p . Небезпечний переріз стійок розташований в місці закріплення їх до основи преса. Враховуючи попереднє закріплення нарізного з'єднання, сила, яка діє на стійку $F_1 = \frac{1,3F}{2}$.

Момент, який згинає кожную стійку, $M_{зг} = \frac{T_p}{L_0} H_C$.

Матеріал стійок такий же, як і матеріал силового гвинта $[\sigma]_p = 50$ МПа.

$L = H_{0\min} + h_{п} + H_0 + \frac{H_{г}}{2}$ – відстань між траверсою і плитою визначається конструктивно з урахуванням кроку силового гвинта і розмірів повзуна. Висота повзуна $h_{п} = (0,5 \dots 0,6)h_T$.

Під час навантаження стійок одночасно розтягуючим зусиллям F_1 і згинальним моментом $M_{зг}$ умова міцності буде мати вигляд:

$$\sigma_p = \frac{4F_1}{\pi d_C^2} + \frac{M_{зг}}{0,1d_C^3} \leq [\sigma]_p.$$

Зовнішній діаметр різі стійки d_C попередньо задається: $d_C = (0,8 \dots 0,9)d$. Діаметр ненарізаної частини стійки $d'_C = 1,2d_C$.

14. Виконуємо розрахунок опорної поверхні повзуна і гвинта. Конструкція з'єднання гвинта і повзуна може бути прийнята відповідно:

а) для суцільної п'яти (рис. 6.1) d_3 визначаємо за умови зносостійкості (див. формулу (2.6)).

б) для сферичної п'яти (рис. 6.6) $d_3 = d_1$, а радіус кривизни визначається за умови контактної міцності (див. формулу (2.7)).

Радіус площі кривизни контакту (див. формулу (2.8)).

Довжина кінцевої ділянки гвинта $h_k = (1 \dots 1,2)d$.

15. Розраховуємо конструктивні елементи штурвала. Радіус штурвала знаходимо за умови рівноваги моментів, прикладених до гвинта,

$$T_{\text{роб}} = T_p + T_T.$$

де $T_{\text{роб}} = F_{\text{роб}} R_m n k$ – момент, який створює робітник, де $F_{\text{роб}}$ – сила, прикладена до штурвала одним робітником; R_m – радіус штурвала; n – число робітників; $k = 0,8$ – коефіцієнт, який враховує незручності під час роботи декількох робітників; T_T – визначається за формулою (2.4).

Для суцільної п'яти і для сферичної п'яти (рис. 6.1 і 6.6).

$$\text{Радіус штурвала (рис. 6.7)} \quad R = \frac{T_p + T_T}{F_{\text{роб}}}.$$

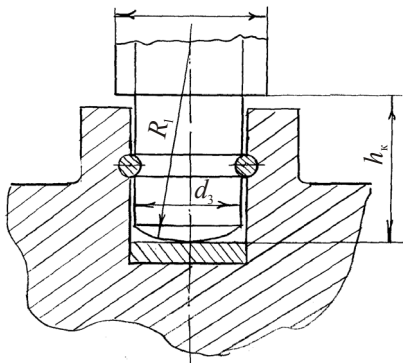


Рис. 6.6

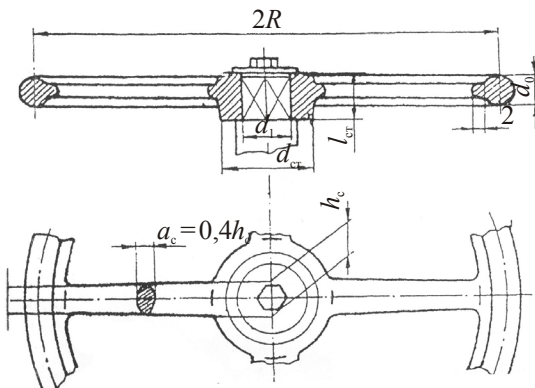


Рис. 6.7

Матеріал штурвала – чавун СЧ 12 $[\sigma]_F = 30$ МПа.

Діаметр кільця обода штурвала $d_0 = 20 \dots 30$ мм.

Висота ребра $e = 0,4d_0$.

Діаметр маточини $d_{\text{мат}} = 1,8d_1$.

Довжина маточини $l_{\text{мат}} = (1,2 \dots 1,5)d_1$.

Маточина штурвала овальної форми, число спиць $3 \dots 4$ і $a_C/h_C = 0,4$.

Розмір великої осі маточини в умовному перерізі, яка лежить на осі штурвала, визначаємо за умови міцності спиці на згин, приймаючи, що навантаження приймається однією спицею:

$$\sigma_F = \frac{T_p + T_T}{W} \leq [\sigma]_F,$$

де $W = \frac{\pi a_C h_C^2}{32} = 0,04h_C^3$ – момент опору в перерізі еліптичної спиці;

$$h_C = \sqrt[3]{\frac{T_p + T_T}{0,04[\sigma]_F}};$$

$[\sigma]_F = 30$ МПа – допустимі напруження.

Розміри перерізу спиці у обода $h'_C = 0,8h_C$, $d'_C = 0,8a_C$.

Штурвал фіксується за допомогою квадрата. Квадрат приймаємо вписаним в коло діаметром d_1 (рис. 6.7), а грані квадрата перевіряємо на зминання за умови

$$T_{\text{роб}} = T_p + T_T \leq \frac{1}{6}b^2l_{\text{мат}}[\sigma]_{\text{зм}},$$

де $b = 0,65d_1$, $[\sigma]_{\text{зм}} = 80 \dots 100$ МПа.

16. Розрахунок стопорного гвинта.

Стопорний гвинт ставиться в тому випадку, якщо $T_T < T_p$. Стопорний гвинт, утримує гайку від провертання в корпусі, перевіряють на зріз і зминання, враховуючи, що він навантажується силою від моменту опору в різі.

В якості стопорного гвинта приймаємо М6 або М8 ГОСТ 1478–84.

Якщо $T_T < T_p$, то гвинт має напруження зрізу в небезпечному перерізі $a-a$ (рис. 5.1, б) в результаті дії сили $F_{\text{ГВ}}$:

$$F_{\text{ГВ}} = \frac{2(T_p - T_T)}{D}; \quad \tau_{\text{зр}} = \frac{F_{\text{ГВ}}}{\pi d_{\text{ГВ}}^2 / 4} \leq [\tau]_{\text{зр}}.$$

17. Визначаємо ККД гвинтового преса

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi) + f_1 \frac{D_{\text{пр}}}{d_2}},$$

$D_{\text{пр}}$ – приведений діаметр тертя, для суцільної п'яти $D_{\text{пр}} = \frac{2}{3} d_3$, для сферичної п'яти $D_{\text{пр}} = a$, d_2 – середній діаметр різі; $f_1 = 0,1$ – коефіцієнт тертя на торці гвинта (п'яти).

Дані для виконання завдання вибираються за таблицею 1–2 додатку згідно рекомендацій викладача.

7. РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО ЗНІМНИКА

Розрахувати і сконструювати знімник за наступними даними: F – осьове зусилля гвинта, Н; D_{max} – діаметр деталі, що знімається, мм; L – довжина захоплювача, мм; тип різі.

1. Складаємо конструктивну схему знімника (рис. 7.1): 1 – гвинт; 2, 3 – гайка з траверсою; 4 – рукоятка; 5 – захоплювачі; 6 – головка

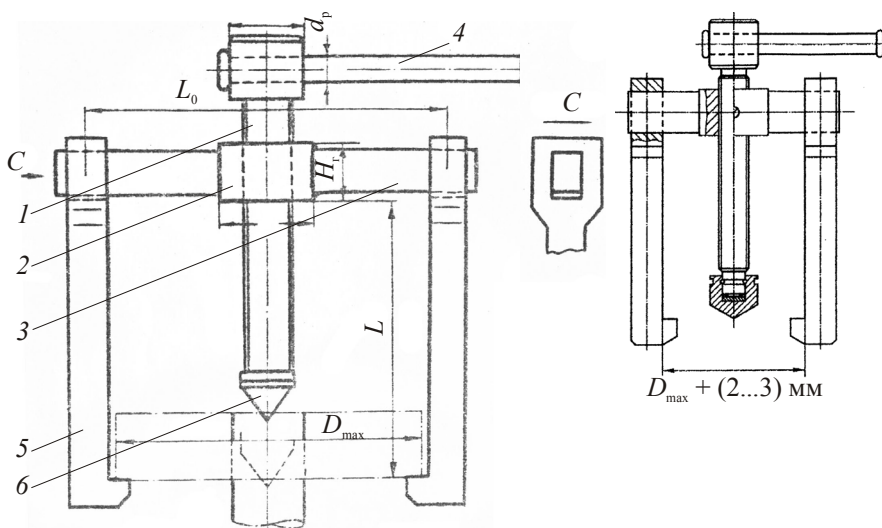


Рис. 7.1

гвинта, і будуюмо епюри зусиль і моментів, що діють на гвинт і гайку (рис. 7.2).

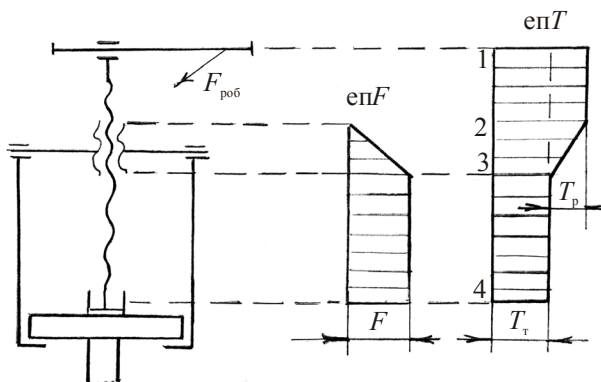


Рис. 7.2

Гвинтові знімники застосовуються для зняття фланців, втулок, півмуфт, зубчастих коліс тощо, які запресовані на кінцях валів. У знімника, деталь, яка знімається, розміщується між захоплювачами 5, встановленими рухомо на траверсі 3. Кінцевик 6 упирається в центровий отвір вала і під час обертання силового гвинта вал виштовхується.

Епюри сил і моментів по довжині гвинта знімника приведені відповідно на рис. 7.2.

Під навантаженням ділянка гвинта 4–3 від опорної поверхні гвинта до гайки стискається повною силою F . По висоті гайки на ділянці 3–2 стискаюча сила падає до нуля. Гвинт знімника також навантажений крутними моментами: на ділянці 1–4 моментом тертя в опорі T_p , і на ділянці 1–3 моментом тертя в різі T_p , останній по висоті гайки зменшується до нуля. Під час припущення (в сторону розрахунку), що гвинт знімника має стискання по всій довжині, небезпечним буде ділянка гвинта 1–2, навантажена осьовою силою F і сумарним крутним моментом $T = T_p + T_t$.

2. Визначаємо матеріал основних деталей знімника (табл. 2.1) і допустимі напруження (див. формулу (2.3)).

3. Визначаємо внутрішній діаметр різі гвинта за формулою

$$d_1 = \sqrt{(4\beta F)/(\pi[\sigma])_{\text{ст}}},$$

де $\beta = 1,25$ – коефіцієнт, що враховує вплив скручувального моменту.

4. Визначаємо параметри різі: d – зовнішній діаметр, мм, d_1 – внутрішній діаметр, мм, d_2 – середній діаметр, мм, p – крок, мм, див. додаток.

5. Визначаємо висоту корпусу гайки H_r за умови міцності траверси на згин. Для небезпечного перерізу по А-А (рис. 7.3)

$$FL_0 = \frac{(D-d)H_r^2}{6} [\sigma]_F,$$

звідки

$$H_r = \sqrt{\frac{3FL_0}{2(D-d)[\sigma]_F}},$$

де $L_0 = D + 30 \dots 50$ мм, $D = 2d$ – зовнішній діаметр гайки.

6. Перевіряємо гвинт знімника на стійкість.

Стиснутий гвинт може втратити несучу здатність від втрати стійкості. Перевірку гвинта на стійкість виконуємо, якщо $\mu l > 10d_1$, де l – вільна

на найбільша довжина гвинта, $l = \frac{H_r}{2} + L$. Гнучкість гвинта визначаємо за формулою (3.4), стійкість гвинта перевіряється за формулою (3.3).

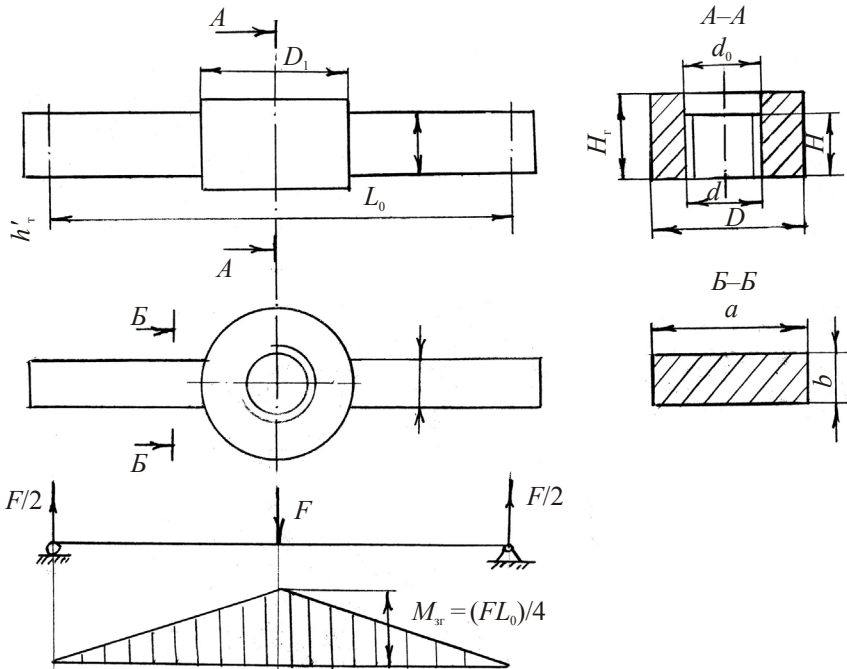


Рис. 7.3

7. Визначаємо розміри траверси в перерізі Б – Б (рис. 7.3). Приймаємо $a = 0,9H_r$, а розмір "b" знаходимо за умови міцності траверси на згин для зварювального шву:

$$\frac{F(L_0 - D)}{4} = \frac{ba^2}{6}; \text{ звідки } b = \frac{3F(L_0 - D)}{2a^2[\sigma]_F},$$

де $[\sigma]_F = 120 \text{ МПа}$ – допустиме напруження на згин для шву, який зварюється електродом Е42.

8. Визначаємо число витків в гайці (див. формулу (3.7) і (3.8)).

9. Визначаємо висоту нарізаної частини гайки H_r (див. формулу (3.10)).

10. Розраховуємо захоплювач знімника (рис. 7.4).

Конструктивно приймаємо ширину проушини $e = (0,8 \dots 1,0)a$, висоту зуба і ширину захоплювача $i = m = (15 \dots 20) \text{ мм}$, $c = b + m$, $h = (0,5 \dots 0,6)m$.

За умови міцності зуба на згин в перерізі Е – Е визначаємо розмір зуба k :

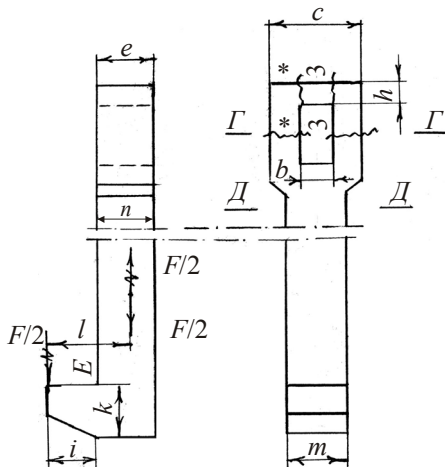


Рис. 7.4

$$k = \sqrt{\frac{3Fi}{m[\sigma]_F}}, [\sigma]_F - \text{приймаємо } 120 \text{ МПа}.$$

За умови міцності зуба на згин в перерізі Д – Д.
Переріз Д – Д працює на розтяг і згин:

$$\sigma_F = \frac{3Fl}{e^2m}; \quad \sigma_p = \frac{F}{2me}; \quad \sigma_{\text{сум}} = \sigma_F + \sigma_p \leq [\sigma]_p.$$

Перевіряємо проушину:
на зминання:

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{F}{2eb} + \frac{3Fl}{be^2} \leq [\sigma]_{\text{зм}},$$

на зріз по ділянкам Ж – Ж, 3 – 3

$$\tau_{зр} = \frac{F}{2eh} + \frac{3Fl_1}{2he^2} \leq [\tau_{зр}],$$

де $[\sigma]_{зм}$ і $[\tau_{зр}]$ вибирається в залежності від матеріалу захватів (див. табл. 2.1).

11. Розраховуємо опорну поверхню гвинта і радіус кривизни R за умови контактної міцності (рис. 7.5) (див. формулу (2.7)). Радіус опорної п'яти (рис. 7.5) (див. формулу (2.8)).

12. Визначаємо довжину рукоятки (див. формулу (3.17)).

13. Визначаємо діаметр рукоятки за умови міцності на згин як консольну балку (рис. 7.6) (див. формулу (3.18)).

D_r – діаметр голівки гвинта, який приймемо конструктивно, $D_r = (1,6 \dots 1,8)d$.

Поверхню рукоятки в голівці гвинта перевіряємо на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{6F_{роб}L_p}{d_p D_r^2} \leq [\sigma]_{зм},$$

де $[\sigma]_{зм} = 100$ МПа – допустиме напруження зминання.

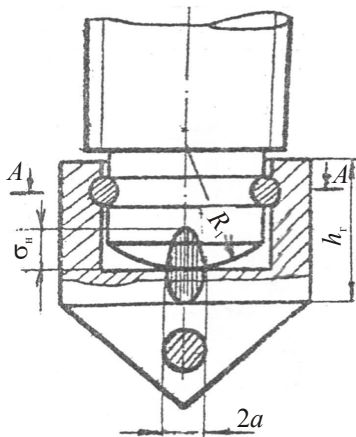


Рис. 7.5

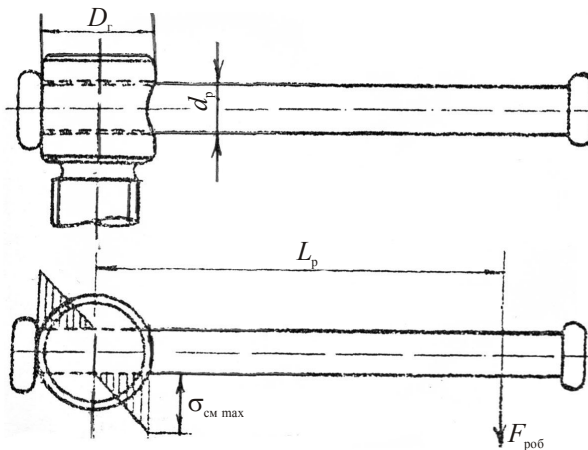


Рис. 7.6

14. Визначаємо ККД знімника.
При застосування сферичної п'яти

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi) + f \frac{a}{d_2}};$$

для суцільної п'яти

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi) + \frac{2}{3} d_3}.$$

d_3 – див. рис. 7.5

Дані для виконання завдання вибираються за таблицею 1–3 додатку згідно рекомендацій викладача.

8. РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОЇ СТЯЖКИ

Гвинтова стяжка застосовується для закріплення різних складних конструкцій, які розтягуються канатами, для більшої стійкості, а також для закріплення мачт на парусних судах.

Розрахувати і сконструювати гвинтову стяжку і деталі її кріплення за наступними даними: F – осьове зусилля в стяжці, Н; H_0 – хід стяжки, мм; $F_{\text{роб}}$ – зусилля робітника, Н; тип різі; $[q]$ – питомий тиск на витках різі, МПа; α – кут нахилу осі стяжки, град.

1. Складаємо конструктивну схему (рис. 8.1) механізму і будуємо

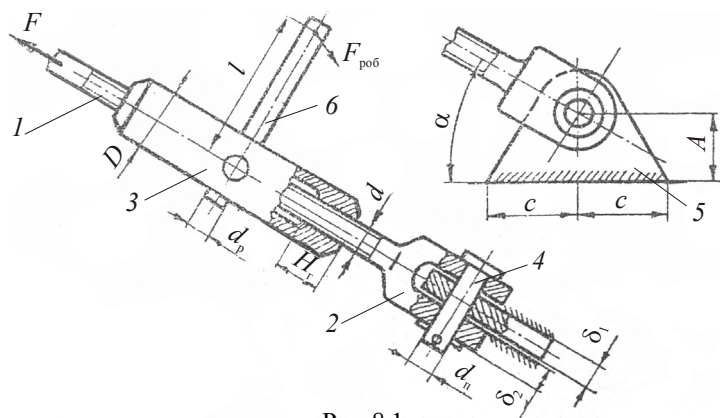


Рис. 8.1

епюри сил і моментів, що діють на гвинти і муфту (рис. 8.2). На рис. 8.1: 1, 2 – гвинт із вилкою; 3 – муфта; 4 – палець; 5 – обух; 6 – рукоятка.

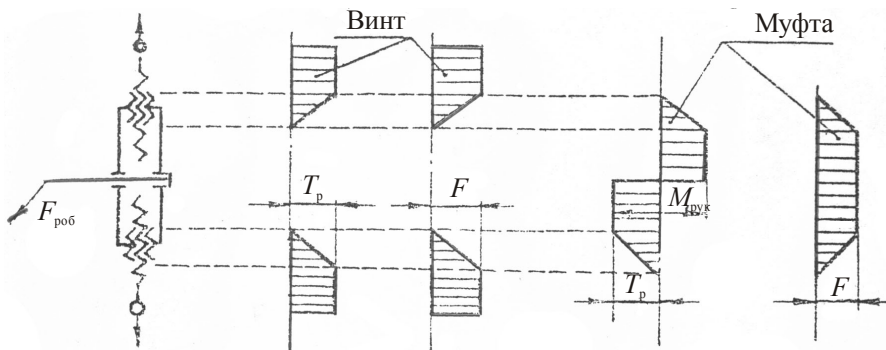


Рис. 8.2

2. Вибираємо матеріал для гвинтів і муфти. Матеріал всіх деталей – сталь (табл. 2.1)

Допустимі напруження визначаємо за формулою (2.3).

3. Визначаємо внутрішній діаметр різі гвинта (рис. 8.3).

За умови міцності на розтягування з урахуванням скручування моментом одержимо

$$\beta F = \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]_p,$$

звідки

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3F \cdot 4}{\pi [\sigma]_p}},$$

де $\beta = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує скручування гвинта.

4. Вибираємо параметри різі: зовнішній діаметр d , мм, внутрішній діаметр d_1 , мм, середній діаметр різі d_2 , мм, крок різі p , мм згідно з ГОСТом, див. додаток.

5. Перевіряємо різь на самогальмування.

Зручність і безпека експлуатації гвинтових механізмів вимагає, щоб різь гвинта задовільняла умові самогальмування $\psi \leq \phi$. Значення ψ і ϕ знаходимо за формулами (2.1) і (2.2).

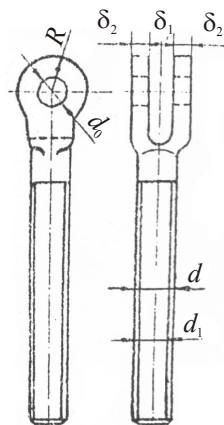
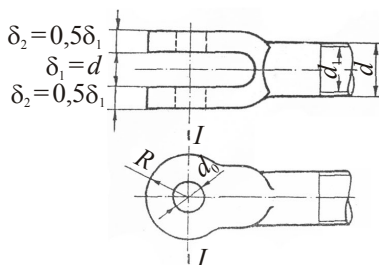


Рис. 8.3

6. Розраховуємо проушину гвинта (рис. 8.4). Товщину тіла проушини приймаємо з конструктивних співвідношень $\delta_1 = (0,5 \dots 1,00)d$, $\delta_2 = 0,5\delta_1$.



Діаметр отвору d_0 знаходимо за умови міцності на зминання.

Радіус проушини R приймаємо рівним d_0 і перевіряємо проушину на розтяг:

$$\sigma_p = \frac{F}{2(2R - d_0)\delta_2} \leq [\sigma]_p.$$

Рис. 8.4

7. Розраховуємо муфту рис. 8.5.

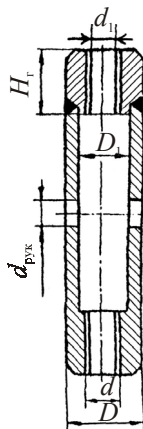
Визначаємо число витків гайки (рис. 8.5), (див. формули (3.7) і (3.8)). Муфта можливо буде виконана у вигляді двох гаск і труби із отвором під рукоятку. Із технологічних міркувань одна або дві гайки приварюються до труби.

Визначаємо число витків гайки:

– із умови міцності на зріз витків

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 z k_1} \leq [\tau]_{3p}; \quad [\tau]_{3p} = 80 \text{ МПа.}$$

коефіцієнт повноти k_1 профілю різі приймаємо $k_1 = 0,87$, для метричної різі, $k_1 = 0,65$ для трапецеподібної різі.



$$z = \frac{F}{\pi d_1 [\tau]_{3p} k_1};$$

– із умови обмеженості зносу профілю різі

$$z = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)[q]}; \quad [q] = 10 \text{ МПа.}$$

Рис. 8.5

8. Визначаємо висоту гайки, вона дорівнює довжині нарізаної частини муфти. Із знайдених значень z приймаємо більше $H_g = zp$.

9. Зовнішній діаметр муфти D визначаємо за умови міцності зварювального шва на розрив з урахуванням скручування його моментом сил опору в різі:

$$\sigma_p = \frac{\beta F}{\frac{\pi}{4}(D^2 - D_1^2)} \leq [\sigma]_p.$$

Для зварювального шва приймаємо $[\sigma]_p' = 0,8[\sigma_p]$.
Внутрішній діаметр труби муфти D_1 , приймаємо рівним $1,3d$. Тоді

$$D = \sqrt{\frac{4\beta F}{\pi[\sigma]_p} + D_1^2}.$$

10. Перевіряємо муфту на розрив у перерізі, ослабленому отвором під рукоятку:

$$\sigma_p = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(D^2 - D_1^2) - d_{\text{рук}}(D - D_1)} \leq [\sigma]_p.$$

11. Довжину рукоятки обчислюємо за умови рівності моментів: моменту, створюваного робітником, і моментом сил опору в різі:

$$T_{\text{роб}} = 2T_p; \quad T_{\text{роб}} = F_{\text{роб}}L = 2T_p; \quad L_p = \frac{2T_p}{F_{\text{роб}}}.$$

Величину T_p визначаємо (за формулою 2.5); L_p – розрахункова довжина рукоятки.

12. Визначаємо діаметр рукоятки (рис. 8.1).

За умови міцності рукоятки на згин знаходимо її діаметр:

$$\sigma_F = \frac{M_{\text{зг}}}{W} \leq [\sigma]_F; \quad M_{\text{зг}} = 2T_p; \quad W = 0,1d_p^3;$$

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{2T_p}{0,1[\sigma]_F}}; \quad [\sigma]_F = 30 \text{ МПа}$$

Довжину рукоятки розраховуємо із умов рівності моментів: момент створений робітником і момент сил опору в різі

$$T_{\text{роб}} = 2T_p; \quad T_{\text{роб}} = F_{\text{роб}}l = 2T_p; \quad l = 2T_p / F_{\text{роб}};$$

де $T_p = F \frac{d_2}{2} \text{tg}(\psi + \varphi)$ – момент в різі.

13. Визначаємо розміри обуха і його кріплення до основи (рис. 8.6).

Обух l до основи може бути прикріплений за допомогою зварювального валикового шва з катетом k . Стяжка кріпиться до обуху за допо-

могою пальця діаметром d_0 . Визначаємо конструктивні розміри обуха і його вузла кріплення стяжки, скориставшись конструктивними прийомами:

$$A = 3d; c = 3d,$$

де R приймаємо рівним радіусу проушини гвинта.

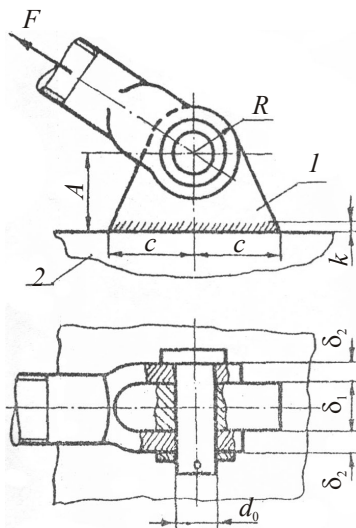


Рис. 8.6

14. Визначаємо катет k валикового шва (рис. 8.6).

Навантаження F , прикладене до обуху і направлене під кутом α до основи обуха, розкладемо на складові F_N і F_t .

До валикового шва будуть прикладені відриваюча обух сила $F_N = F \sin \alpha$, зсувна $F_t = F \cos \alpha$, і момент $T = F_t A = F \cos \alpha \cdot A$, що прагне повернути обух і викликає у шві напруження, що розподіляються аналогічно напруженням згину:

$$\tau_N = \frac{F_N}{1,4k \cdot 2c}; \quad \tau_t = \frac{F_t}{1,4k \cdot 2c};$$

$$\tau_m = \frac{T}{W} = \frac{F \cos \alpha \cdot A}{\frac{1,4k \cdot (2c)^2}{6}}.$$

Умови міцності запишуться:

$$(\tau_N + \tau_m)^2 + \tau_t^2 \leq [\tau']^2,$$

звідки

$$k = \sqrt{\left(\frac{F_N}{1,4[\tau']2c} + \frac{6T}{1,4[\tau'](2c)^2} \right)^2 + \left(\frac{F_t}{1,4[\tau']2c} \right)^2};$$

$[\tau']$ может бути прийнято рівним 60 МПа.

15. Перевіримо вісь на міцність.

Можливий варіант навантаження вказаний на рис. 8.7.

За умови міцності на згин для небезпечного перерізу I – I

$$\sigma_F = \frac{F\delta_1}{0,4d_0^3} \leq [\sigma]_F;$$

$$[\sigma]_F = 100 \text{ МПа.}$$

Дані для виконання завдання вибираються за таблицею 1–4 додатку згідно рекомендацій викладача.

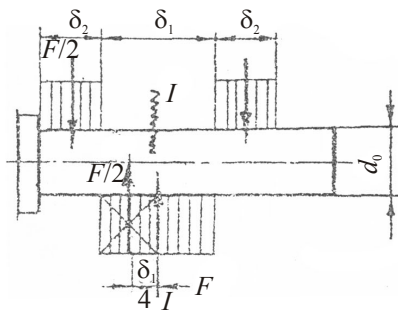


Рис. 8.7

9. РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО МЕХАНІЗМУ

Розрахувати деталі гвинтового механізму, що призначенні для включення і виключення муфти, а також сконструювати механізм відповідно отриманим розмірам за наступними даними (див. таблиці додатку): F – осьове зусилля на гвинт, Н; $F_{\text{роб}}$ – зусилля робітника, Н; h – відстань від осі гвинта до основи механізму, мм; l – відстань між серединами опор гвинта, мм; тип різі.

Потрібно розрахувати: гвинт, штурвал, болти, що скріплюють гвинтовий механізм до рами.

Примітка: 1. Прийняти наступні значення коефіцієнтів тертя: в різі $f = 0,1$; між упорним буртом гвинта і кронштейном $f_1 = 0,15$; між кронштейном і основою $f_2 = 0,2$. 2. Прийняти: $H_r = 1,5d$; $D_2 = 1,8d$; $a = 4d$; $b = 5d$.

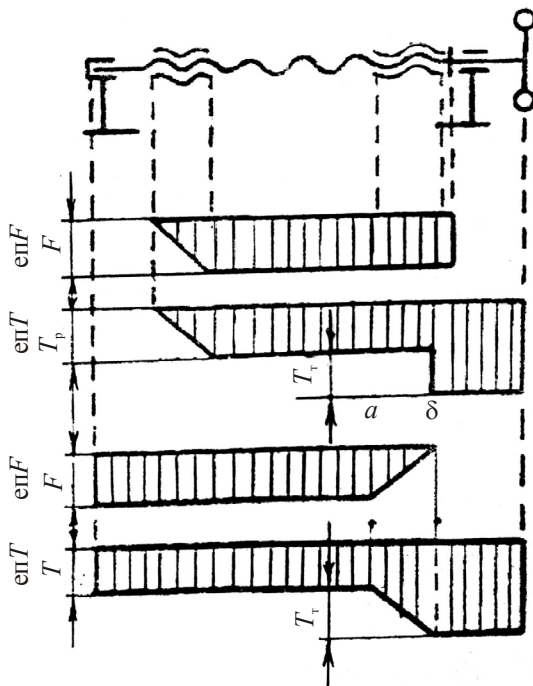
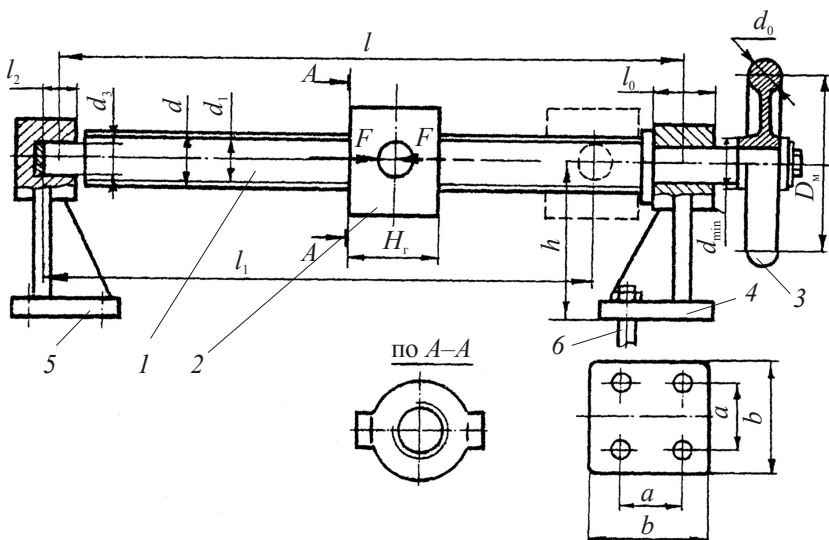
Гвинтовий механізм застосовується для включення муфт, переміщення вузлів машин і механізмів.

Гвинтовий механізм складається із таких деталей: 1 – гвинт; 2 – гайка; 3 – штурвал; 4 – передня стійка; 5 – задня стійка; 6 – болт.

1. Складаємо конструктивну схему заданого механізму (рис. 9.1) і будуємо епюри зусиль і моментів, які діють на гвинт, гайку і штурвал (рис. 9.2).

2. Вибираємо матеріал основних деталей гвинтового механізму (табл. 2.1 і табл. 2.2), і визначаємо допустимі напруження. Допустимі напруження під час розрахунку гвинта на стискання приймають за формулою (2.3).

3. Розрахунковою буде ділянка гвинта $a - в$, де гвинт навантажено стискаючою силою F і крутним моментом T . Середній діаметр різі гвинта d_2 визначаємо за умов міцності на зносостійкість (див. формулу (3.1)).



4. Вибираємо тип і розміри різі за ГОСТом (див. таблиці додатку). Середній діаметр різі вибирається за умови, що він був більше розрахункового.

5. Перевіряємо різь на самогальмування (див. формули (2.1) і (2.2)).

Умова самогальмування

$$\psi < \varphi.$$

6. Перевіряємо гвинт на стійкість.

Стиснутий гвинт може втратити несучу здатність від втрати стійкості. Перевірку гвинта на стійкість виконуємо, якщо $\mu l_1 > 10d_1$, де l_1 – вільна найбільша довжина гвинта визначається від точки прикладення сили по осі гвинта до середини гайки, де має місце повне защемлення гвинта,

$l_1 = l - \frac{H_r}{2}$; μ – коефіцієнт приведення довжини гвинта, що враховує умови закріплення його кінців. Для розглянутої конструкції приймаємо $\mu = 1$.

Гвинт перевіряється на стійкість за умови, щоб дійсні напруження у гвинті $\sigma_{ст}$ не перевищували допустимих напружень на стійкість (див. формулу (3.3)).

7. Визначаємо число витків у гайці.

Матеріали і допустимі напруження для витків різі вибираємо із таблиці 2.1 і 2.3:

– із умови обмеженості зносу опорної поверхні різі рис. 9.3.

$$z = \frac{F}{\pi d_2 z h [q]},$$

де h – висота профіля різі;

– із умови роботи витка на зріз

$$z = \frac{F}{\pi d_2 k p [\tau]_{зр}},$$

де $[\tau]_{зр} = 0,7[\sigma]_p$; $[\sigma]_p$ – дивись табл. 2.1.

8. Визначаємо висоту гайки (див. формулу (3.10)). Із знайдених значень z вибираємо більше.

9. Визначаємо зовнішній діаметр гайки, вважаючи, що в небезпечному перерізі I–I (рис. 9.4) діють розтягуюче навантаження F і крутний момент T_p (див. формулу (3.11)).

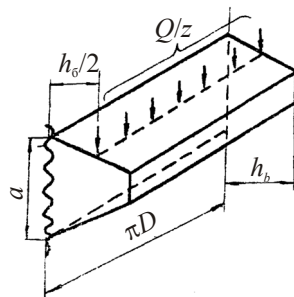


Рис. 9.3

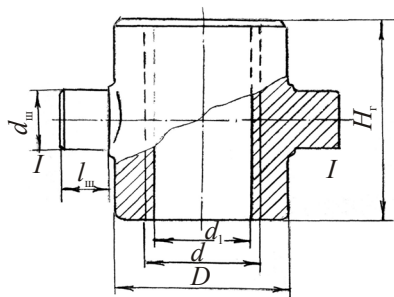


Рис. 9.4

10. Визначаємо діаметр шипа за умови міцності на зріз:

$$0,5F \leq \frac{\pi d_{ш}^2}{4} [\tau]_{зр},$$

де $[\varphi]_{зр}$ – допустиме напруження зрізу (див. табл. 2.2).

$$d_{ш} = \sqrt{\frac{2F}{\pi[\tau]_{зр}}}.$$

11. Визначаємо довжину шипа за умови міцності на зминання

$$0,5F \leq d_{ш} l_{ш} [\sigma]_{зм},$$

звідки

$$l_{ш} = \frac{0,5F}{d_{ш} [\sigma]_{зм}},$$

де $[\sigma]_{зм} = 1,5[\sigma]_p$, $[\sigma]_p$ – див. табл. 2.1.

12. Виконуємо розрахунок опорних поверхонь гвинта і стійок. Ліва опора гвинта може мати суцільну п'яту, а права – кільцеву п'яту.

Для суцільної п'яти (рис. 9.5) орієнтовно приймаємо

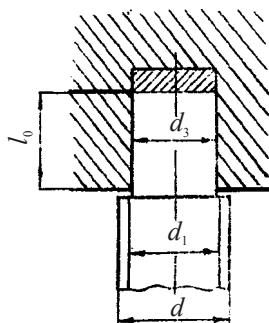


Рис. 9.5

$$d_3 = 0,9d_1,$$

$$l_0 = (1 \dots 1,2)d_3.$$

Питомий тиск у п'яті

$$q = \frac{F}{\frac{\pi}{4} d_3^2} \leq [q].$$

Допустимий питомий тиск із обмеження зносу $[q] = 20$ МПа.

Для кільцевої п'яти (рис. 9.6) внутрішній діаметр дорівнює d , зовнішній діаметр d_4 визначаємо за умови обмеження зносу:

$$F = \frac{\pi}{4} (d_4^2 - d^2) [q]; \quad d_4 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[q]} + d^2}.$$

Товщину буртика h_b рис. 9.7 знаходимо за умови міцності на згин, представивши його в розгорнутому вигляді як консольну балку

$$F \frac{d_4 - d}{4} \leq \frac{\pi d h_0^2}{6} [\sigma]_F;$$

$$h_b = \sqrt{\frac{3F(d_4 - d)}{2\pi d [\sigma]_F}}; \quad [\sigma]_F = 100 \text{ МПа.}$$

13. Розраховуємо радіус і визначаємо конструктивні елементи штурвала. Радіус штурвала – за умови рівноваги моментів, прикладених до гвинта

$$T_{\text{роб}} = T_p + T_t,$$

де $T_{\text{роб}} = F_{\text{роб}} R$ – момент, що створює робітник; де $F_{\text{роб}}$ – зусилля, прикладене до штурвала одним робітником; R – радіус штурвала; T_p (див. формулу (2.5)) – момент у гвинтовій парі; T_t – момент тертя в п'яті гвинта.

Для кільцевої п'яти (рис. 9.6)

$$T_t = \frac{1}{2} F f D_{\text{сер}} = F f \frac{d + d_4}{4},$$

для суцільної п'яти (рис. 9.5)

$$T_t = \frac{2}{3} F f d_3.$$

Конструктивні елементи штурвала (див. рис. 9.8). Радіус штурвала

$$R = \frac{T_p + T_t}{F_{\text{роб}}}.$$

Матеріал штурвала – чавун СЧ 12 – 28: діаметр обода $d_0 = 25 \dots 30$ мм; діаметр маточини $d_{\text{мат}} = (1,8 \dots 2)d$; довжина маточини $l_{\text{мат}} = 1,2d_{\text{мат}}$; товщина диска $\delta = (10 \dots 10)$ мм; діаметр отвору в диску $d_{\text{отв}} = 0,27 \cdot 2R$.

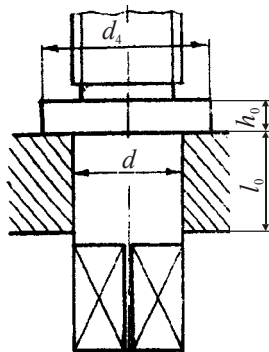


Рис. 9.6

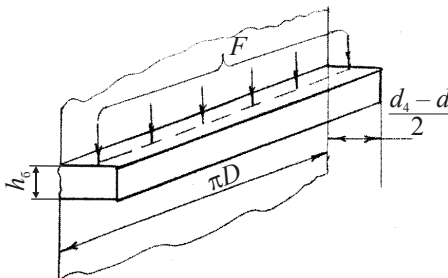


Рис. 9.7

Квадрат для посадки на гвинт приймаємо вписаним в коло діаметром d . Напруження зминання на гранях квадрату

$$\sigma_{зм} = \frac{8T}{b^2 l_{\text{мат}}} \leq [\sigma]_{зм},$$

де $[\sigma]_{зм}$ – напруження зминання (див. табл. 2.1).

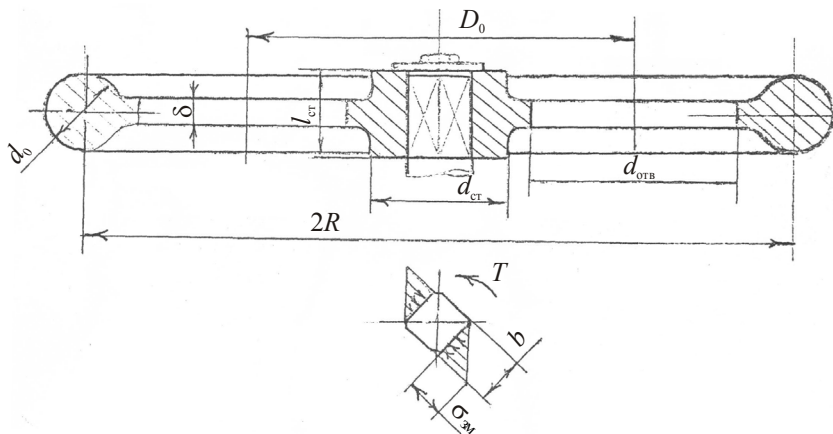


Рис. 9.8

14. Визначаємо ККД гвинтового механізму

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\varphi + \psi) + f_1 \frac{D_{\text{пр}}}{d_2}},$$

де $D_{\text{пр}}$ – приведений діаметр тертя (для суцільної п'яти $D_{\text{пр}} = \frac{2}{3}d_3$; для кільцевої п'яти $D_{\text{пр}} = D_{\text{сп}}$).

15. Розраховуємо болти для кріплення стійки (рис. 9.9).

Момент, створений осьюовою силою, який прагне повернути стійку відносно осі $x - x$ (рис. 9.9). Протидіють цьому моменту пари сил, що діють на болти

$$T = Fh.$$

За умови рівноваги стійки визначаємо силу, що розтягує болт в результаті урівноважування зовнішнього моменту:

$$F_{\text{б}} = \frac{T}{ia} = \frac{Fh}{ia},$$

де a – відстань між болтами; i – число болтів в одному ряду.

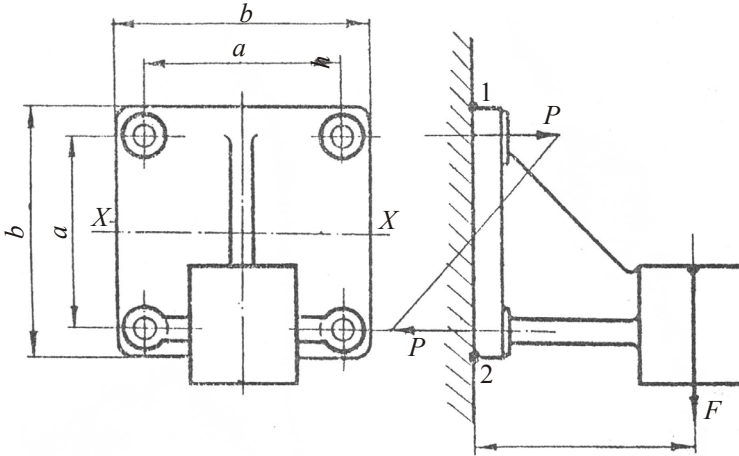


Рис. 9.9

16. Визначаємо попередню силу затяжки болта

$$F_o = F_{\text{зат}} + F_{\text{б}} \frac{\lambda_{\text{д}}}{\lambda_{\text{д}} + \lambda_{\text{б}}},$$

де $F_{\text{зат}}$ – остаточна сила затяжки стійки (для жорсткої стійки і піддатливого болта $F_{\text{зат}} = 0,25F$); $\lambda_{\text{д}}$ – сумарна піддатливість з'єднувальних деталей; $\lambda_{\text{б}}$ – піддатливість болта, що дорівнює його деформації при одиничному навантаженні

$$\frac{\lambda_{\text{д}}}{\lambda_{\text{д}} + \lambda_{\text{б}}} = 0,83; \quad \frac{\lambda_{\text{б}}}{\lambda_{\text{д}} + \lambda_{\text{б}}} = 0,17.$$

17. Визначаємо розрахункове навантаження болта

$$F_{\text{розр}} = 1,3F_o + F_{\text{б}} \frac{\lambda_{\text{б}}}{\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{д}}}.$$

Внутрішній діаметр різі болта знаходимо за умови міцності на розтягування

$$\sigma_p = \frac{F_{\text{розр}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]_p,$$

звідки

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{\text{розр}}}{\pi[\sigma]_p}}.$$

Вибираємо болти із метричною різєю за ГОСТом (див. табл. додатку). Розміри різі: зовнішній діаметр d , мм; внутрішній діаметр d_1 , мм; середній діаметр d_2 , мм; крок p , мм. Внутрішній діаметр вибирається за умови, щоб він був більше розрахункового.

18. Перевіряємо стик на відсутність зміщення під дією сили F . Зсув відсутній, якщо виконується умова

$$\sigma_{\text{зат}} F_{\text{ст}} f \geq F.$$

Перевіряємо стик на відсутність його розкриття і на міцність при зминанні.

Напруження в точці 1

$$\sigma_1 = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_{\text{м}} \geq 0;$$

напруження в точці 2

$$\sigma_2 = \sigma_{\text{зат}} + \sigma_{\text{м}} \leq [\sigma]_{\text{зм}},$$

де

$$\sigma_{\text{зат}} = \frac{F_{\text{зат}} z}{F_{\text{ст}}} = \frac{F_{\text{зат}} z}{b^2}; \quad \sigma_{\text{м}} = \frac{T}{b^2 / b};$$

$[\sigma]_{\text{зм}} = 0,8\sigma_{\text{т}}$ – для сталі; $[\sigma]_{\text{зм}} = 0,4\sigma_{\text{т}}$ – для чавуну; $[\sigma]_{\text{зм}} = (1 \dots 2)$ МПа – для бетону; $[\sigma]_{\text{зм}} = (2 \dots 4)$ МПа – для дерева; $\sigma_{\text{м}}$ – напруження від моменту

$$\sigma_{\text{м}} = T / W_{\text{ст}} = \frac{T}{b^3 / 6}; \quad \sigma_{\text{зат}} = \frac{F_{\text{зат}} z}{A_{\text{ст}}} = \frac{F_{\text{зат}} z}{b^2}.$$

Дані для виконання завдання вибираються за таблицею 1–5 додатку згідно рекомендацій викладача.

10. РОЗРАХУНОК СТРУБЦИНИ

Розрахувати і спроектувати струбцину рис. 10.1 для стиску деталей силою F , Н. Відстань між щелепами струбцини H мм; виліт щелеп l мм; тип різі.

На рис. 10.1 представлена струбцина із такими деталями: 1 – гвинт, 2 – гайка, 3 – рукоятка, 4 – корпус, 5 – під'ятник, 6 – стопорний гвинт.

1. Складаємо конструктивну схему механізму і будуємо епюри, що діють на гвинт, гайку і рукоятку.

На рис. 10.2 показані епюри сил, моментів і напружень для розрахункових перерізів скоби, і приведених напружень для гвинта. Гвинт випробують на ділянці 1–2 – крутіння, на ділянці 2–3 – крутіння і стиск, на ділянці 3–4 – стиск і крутіння від сили тертя на опорній поверхні гвинта.

2. Вибираємо матеріал гвинта (табл. 2.1) і гайки струбцини (табл. 2.2), і приймаємо допустимі напруження (див. формулу (2.3)).

3. Приймаємо конструкцію гайки суцільною (рис. 2.1, б.).

4. Визначаємо внутрішній діаметр гвинта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\beta F}{\pi[\sigma]_{\text{СТ}}}}$$

$\beta = 1,25$ – коеф., що враховує вплив скручування гвинта.

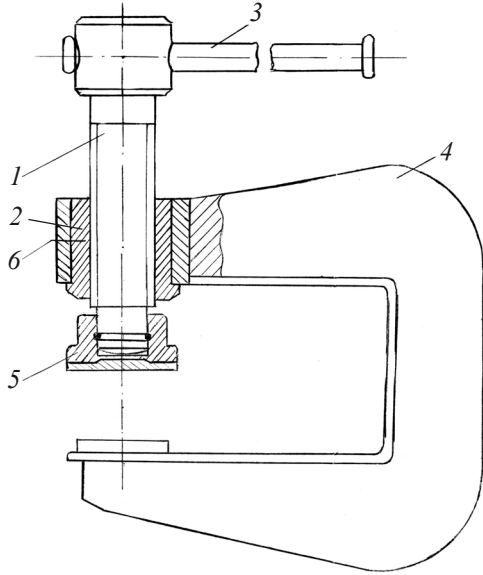


Рис. 10.1

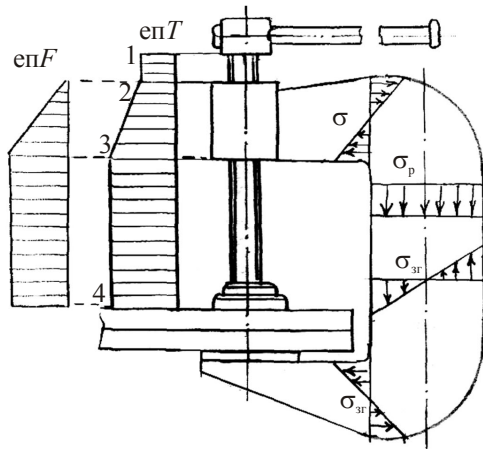


Рис. 10.2

5. Визначаємо параметри різі згідно ГОСТ 9150–81, або ГОСТ 9484–81 ГОСТ 24738–81.

d – зовнішній діаметр гвинта, мм;

d_1 – внутрішній діаметр гвинта, мм,

d_2 – середній діаметр гвинта, мм;

p – крок різі, мм.

6. Перевіряємо різь на самогальмування.

Безпека експлуатації струбцини потребує, щоб різь гвинта задовольняла умови самогальмування $\psi < \phi$, ψ і ϕ знаходять за формулами (2.1) і (2.2).

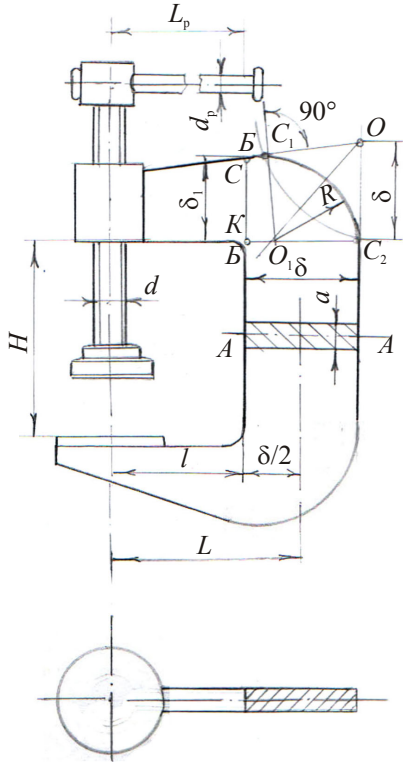


Рис. 10.3

7. Перевіряємо гвинт на стійкість Розрахункова найбільша довжина стиснутої частини гвинта L_1 (рис. 10.3) визначається за залежністю

$$L_1 = H + \frac{H_{\Gamma}}{2}.$$

Гвинт перевіряємо на стійкість за умови, щоб дійсні напруження у гвинті $\sigma_{\text{ст}}$ не перевищували допустимих напружень на стійкість (див. формулу (3.3)) і перевіряємо гвинт на міцність за формулою (3.4).

8. Визначаємо число витків гайки за умов міцності витка на зріз за формулою (3.8).

9. Визначаємо висоту гайки H_{Γ} (рис. 5.1) за формулою (3.10).

10. Визначаємо зовнішній діаметр гайки, див. главу 6, пункт 9.

11. Діаметр буртика гайки D_1 приймаємо за умови міцності на зминання (формула (3.12)).

12. Висоту буртика приймаємо, враховуючи більш рівномірний розподіл навантаження по витках різі з співвідношення $h_6 = H_{\Gamma} / 4$.

Представляємо буртик, як консольну балку (рис. 6.4.) перевіряємо небезпечний переріз $a-a$ на зріз (див. формулу (3.14)).

13. Виконуємо розрахунок опорної поверхні гвинта струбцини для сфе-

ричної п'яти (рис. 6.6), $d_3 = d_1$, а радіус кривизни розраховуємо за формулою (2.8).

Довжина кінцевої ділянки гвинта $h_k = (1 - 1,2)d$.

14. Визначаємо довжину рукоятки рис. 10.3 L_p за умов рівноваги моментів, прикладених до гвинта (див. формулу (3.17)).

15. Визначаємо діаметр рукоятки за умови міцності на згин для консольної балки рис. 10.3 (див. формулу (3.18)).

16. Розрахунок стопорного гвинта дивись главу 4.

Для орієнтовних розрахунків прямокутного перерізу скоби рис. 10.3, часто приймають $a \approx d_1$, $b \approx (4...5)a$. Ці відношення дають раціональне використання металу. Тоді плече згинаючого моменту буде дорівнювати $L = l + (b/2)$.

17. Скоба – кована. Матеріал – сталь 3, сталь 5. Скоба повинна бути достатньо жорсткою (не пружинити) при навантаженні її розрахунковою силою.

Запас міцності приймаємо $n_1 = (2...3)$.

Допустиме напруження

$$[\sigma]_{p1} = \frac{\sigma_T}{n_1};$$

Переріз А–А. скоби навантажено розтягуючою силою F і згинальним моментом

$$M_{3Г} = FL = W_{3Г} \sigma_{3Г}$$

де момент опору

$$W_{3Г} = \frac{b^2 a}{6}; \text{ см}^3,$$

повинно бути

$$\sigma_{3Г} = \frac{FL}{W_{3Г}} > [\sigma]_1,$$

напруження від розтягування

$$\sigma_p = F/A = F/ab$$

сумарне нормальне напруження

$$\sigma = \sigma_{3Г} + \sigma_p$$

визначаємо розмір b_1 скоби в перерізі Б–Б по згині. Згинальний момент

$$M_{зг} = FL = W_{зг}[\sigma]_{зг}.$$

З ціллю отримання більш жорсткої конструкції приймаємо знижене допустиме напруження $[\sigma]_{зг} = [\sigma]_{p1}$ тоді $M_{зг} = FL = (b_1^2 a)/6$, звідки

$$b_1 = \sqrt{\frac{6FL}{a[\sigma]_{p1}}}.$$

18. Розрахунок рукоятки виконується так, як у главі 3, за формулою (3.18). На рис. 10.3 скоба побудована в наступному порядку.

На продовженні правої сторони скоби відкладен відрізок $C_2O = b$. Через точку O в точку O_1 , визначеного розміром b_1 , проводиться пряма із точки O на цій прямій радіусом, рівним b , визначена точка C_1 , в точці C_1 встановимо перпендикуляр, який перетинає пряму KC_2 в точці O_2 . З точки O_2 як із центру радіусом R проведена спрягаюча дуга.

Дані для виконання завдання вибираються за таблицею 1–6 додатку, згідно рекомендації викладача.



ДОДАТКИ

Таблиця 1.1. Дані для розрахунку гвинтового домкрату

№ варіанта	А		Б		В		Г	
	F, H	$H_0, \text{м}$	F, H	$H_0, \text{м}$	F, H	$H_0, \text{м}$	F, H	$H_0, \text{м}$
1	1500	360	10000	280	5000	260	10000	200
2	1750	350	9600	230	5250	240	8000	200
3	2000	320	9300	280	5500	260	6000	200
4	2300	310	8800	270	6000	290	4000	200
5	9800	260	5200	290	3100	280	3000	200
6	9600	270	5400	250	3300	310	10000	250
7	9400	260	5800	310	3500	300	8000	260
8	9200	270	3000	290	3700	260	6000	260
9	4800	260	3200	300	9500	250	4000	260
10	4600	240	3400	270	9250	240	3000	260
11	4400	250	3600	280	9000	260	9500	300
12	4200	230	3800	270	8700	270	8500	280
13	7000	290	6100	230	2100	260	7500	300
14	7250	240	6300	290	2300	300	6500	320
15	7500	290	6500	290	2600	310	5500	340
16	7750	240	6700	360	2800	300	4500	340
17	8000	250	1800	300	7900	280	3500	340
18	8200	280	2100	290	7600	240	2500	300
19	8400	270	2400	280	7300	260	2750	340
20	8600	250	2700	300	7100	250	3750	300
21	8800	270	3250	320	6800	220	4750	340
22	9100	230	3500	260	6400	240	5750	260
23	2100	350	3800	310	6100	310	6750	280
24	2400	380	4500	270	5400	320	7750	260
25	2600	350	4800	310	5100	310	8750	280
26	2900	380	5500	270	4400	320	2200	360
27	3900	350	5800	310	4100	310	3200	360
28	4100	320	6500	270	3400	360	4200	300
29	4300	360	6800	310	3100	310	5200	300

Таблиця 1.2. Дані для розрахунку гвинтового пресу

№ варіанта	F , Н	H , мм	α°	$F_{\text{роб}}$, Н	Тип різі	$[q]$, МПа
1	1000	120	45	120	метр.	15,0
2	1200	140	30	150	метр.	16,0
3	1400	110	60	180	метр.	15,0
4	1600	150	45	120	трапец.	16,0
5	1800	120	30	150	трапец.	15,0
6	2000	140	60	180	метр.	16,0
7	2200	110	45	120	трапец.	17,0
8	2400	150	30	150	метр.	18,0
9	2600	120	60	180	трапец.	15,0
10	2800	140	45	120	метр.	16,0
11	3000	140	30	150	трапец.	17,0
12	3200	160	60	180	метр.	18,0
13	3400	150	45	120	трапец.	11,0
14	3600	170	30	150	трапец.	16,0
15	3800	160	60	180	метр.	17,0
16	4000	180	45	120	метр.	18,0
17	4200	160	30	150	трапец.	19,0
18	4400	200	60	180	метр.	16,0
19	4600	160	45	120	трапец.	17,0
20	4800	200	30	150	трапец.	18,0
21	5000	180	60	180	трапец.	19,0
22	5200	220	45	120	трапец.	16,0
23	5400	200	30	150	трапец.	18,0
24	2100	130	60	180	трапец.	15,0
25	2700	150	45	120	метр.	160
26	2900	160	30	150	трапец.	180
27	1100	110	60	180	метр.	160
28	1300	140	45	120	метр.	170
29	1500	120	30	150	трапец.	150
30	1700	150	60	180	трапец.	160
31	1900	110	45	120	метр.	170
32	2100	140	30	150	метр.	160
33	2300	120	60	180	трапец.	170
34	2500	150	45	120	метр.	180
35	2700	110	30	150	трапец.	160
36	2900	140	60	180	метр.	170
37	3100	150	45	120	метр.	180
38	3300	160	30	150	трапец.	160

Продовж. табл. 1.2

№ варіанта	F , Н	H , мм	α°	$F_{\text{роб}}$, Н	Тип різі	$[q]$, МПа
39	3500	140	60	180	метр.	170
40	3700	170	45	120	метр.	180
41	3900	160	30	150	трапец.	190
42	4100	180	60	180	метр.	160
43	4300	160	45	120	метр.	170
44	4500	200	30	150	трапец.	180
45	4700	160	60	180	трапец.	190
46	4900	200	45	120	трапец.	160
47	5100	220	30	150	трапец.	170
48	5300	180	60	180	трапец.	150

Таблиця 1.3. Дані для розрахунку гвинтового знімника

№ варіанта	А				
	F, Н	H _{0min}	H ₀	L ₀	Різь
1	1800	200	310	200	трап.
2	2000	290	300	230	упорн.
3	2200	280	280	170	трап.
4	2400	270	270	200	упорн.
5	2600	260	260	220	трап.
6	2800	250	250	180	упорн.
7	3000	280	400	190	трап.
8	3200	370	390	160	трап.
9	3400	360	380	200	трап.
10	3600	250	360	190	трап.
11	3800	340	350	150	трап.
12	4000	230	340	170	упорн.
13	4200	220	330	190	трап.
14	4400	210	320	210	упорн.
15	4600	200	310	230	трап.
16	4800	290	300	160	упорн.
17	5000	280	290	180	трап.
18	5200	270	270	200	упорн.
19	5400	260	260	220	трап.
20	5600	250	250	240	упорн.
21	5800	360	360	230	трап.
22	6000	350	350	250	упорн.

Продовж. табл. 1.3

№ варіанта	А				
	F, Н	H_{0min}	H_0	L_0	Різь
		мм			
23	6200	340	340	220	трап.
24	6400	330	330	200	упорн.
25	6600	320	320	180	трап.
26	6800	310	310	210	упорн.
27	7000	300	300	170	трап.
28	7200	280	280	190	упорн.
29	7600	330	330	210	упорн.
30	7300	200	310	210	трапец.
31	7100	290	300	180	упорн.
32	6900	280	290	200	трапец.
33	6700	270	270	150	упорн.
34	6500	160	260	170	трапец.
35	6300	150	250	150	упорн.
36	6100	240	350	180	трапец.
37	5900	230	340	160	упорн.
38	5700	220	330	180	трапец.
39	5500	210	320	190	упорн.
40	5300	200	310	160	трапец.
41	5100	190	300	190	упорн.
42	4900	180	280	160	трапец.
43	4700	170	270	150	упорн.
44	4300	160	260	170	трапец.
45	4100	150	250	140	упорн.
46	3900	180	280	160	трапец.
47	3700	190	290	150	упорн.
48	3500	200	310	180	трапец.
49	3300	210	320	170	упорн.
50	3100	230	340	190	трапец.
51	2900	240	350	200	упорн.
52	2700	200	300	170	трапец.
53	2500	190	280	160	упорн.
54	2300	180	270	150	трапец.
55	2100	170	260	160	упорн.
56	1900	160	250	140	трапец.
57	7700	150	240	160	упорн.

Таблиця 1.4. Дані для розрахунку гвинтової стяжки

№ варі- анта	F, Н	D _{max}	L	Різь	№ варі- анта	F, Н	D _{max}	L	Різь
		мм					мм		
1	3000	350	400	трап.	27	1800	215	260	трап.
2	2900	350	380	трап.	28	1900	180	220	трап.
3	2500	350	400	трап.	29	1700	200	250	метр.
4	2400	350	380	трап.	30	2000	140	240	метр.
5	2000	350	400	метр.	31	1800	150	250	трап.
6	3000	340	360	трап.	32	1500	120	270	метр.
7	2800	340	320	трап.	33	1400	150	230	метр.
8	2500	340	360	трап.	34	1300	120	190	метр.
9	2400	340	320	трап.	35	1200	110	200	метр.
10	2100	340	360	метр.	36	1100	130	210	метр.
11	2600	330	370	метр.	37	1900	200	240	трап.
12	2500	330	340	трап.	38	1700	240	230	метр.
13	2300	330	370	трап.	39	1600	225	200	метр.
14	2100	330	340	метр.	40	2200	320	280	трап.
15	1900	330	370	метр.	41	2000	320	290	метр.
16	2500	320	390	трап.	42	1800	300	300	трап.
17	2400	320	380	трап.	43	1600	300	320	метр.
18	2300	320	370	трап.	44	1900	310	330	трап.
19	2100	320	360	метр.	45	1700	310	340	трап.
20	1900	320	350	метр.	46	1500	310	320	метр.
21	1000	110	200	метр.	47	2200	310	340	трап.
22	8000	130	180	метр.	48	2400	310	320	трап.
23	1200	150	210	метр.	49	2200	300	320	метр.
24	1400	1250	260	метр.	50	2500	300	330	метр.
25	1500	150	200	метр.	51	1600	300	320	метр.
26	1600	180	230	метр.	52	1200	300	330	метр.

Таблиця 1.5. Дані для розрахунку гвинтового механізму

№ варіанта	F	$F_{\text{роб}}$	h	l	Різь
	Н		мм		
1	5000	70	100	15 <i>d</i>	трапец.
2	6000	80	120	12 <i>d</i>	трапец.
3	7000	90	140	14 <i>d</i>	трапец.
4	8000	100	150	16 <i>d</i>	прям.
5	9000	110	180	15 <i>d</i>	прям.
6	10000	120	200	12 <i>d</i>	прям.

Продовж. табл. 1.5

№ варіанта	F	$F_{\text{роб}}$	h	l	Різь
	Н		мм		
7	11000	100	220	14 <i>d</i>	прям.
8	12000	80	240	16 <i>d</i>	трапец.
9	13000	90	250	15 <i>d</i>	трапец.
10	14000	100	240	12 <i>d</i>	трапец.
11	13000	110	220	14 <i>d</i>	прям.
12	12000	120	200	16 <i>d</i>	прям.
13	11000	100	280	15 <i>d</i>	трапец.
14	9000	80	160	12 <i>d</i>	трапец.
15	8000	90	140	14 <i>d</i>	трапец.
16	7000	100	120	16 <i>d</i>	прям.
17	6000	110	100	15 <i>d</i>	прям.
18	7000	120	120	12 <i>d</i>	прям.
19	8000	70	160	14 <i>d</i>	трапец.
20	10000	80	180	16 <i>d</i>	трапец.
21	11000	90	200	15 <i>d</i>	трапец.
22	12000	100	240	12 <i>d</i>	прям.
23	13000	110	260	14 <i>d</i>	прям.
24	14000	120	220	16 <i>d</i>	прям.
25	10000	90	220	14 <i>d</i>	прям.
26	10500	95	200	15 <i>d</i>	трапец.
27	135000	100	220	14 <i>d</i>	трапец.
28	125000	110	210	15 <i>d</i>	трапец.
29	115000	105	220	14 <i>d</i>	прям.
30	105000	120	210	12 <i>d</i>	прям.
31	8500	100	150	14 <i>d</i>	прям.
32	7500	90	140	13 <i>d</i>	трапец.
33	6500	80	150	12 <i>d</i>	трапец.
34	7500	95	120	13 <i>d</i>	трапец.
35	8500	110	140	14 <i>d</i>	трапец.
36	9500	100	160	13 <i>d</i>	трапец.
37	11500	110	180	12 <i>d</i>	прям.
38	12500	120	190	13 <i>d</i>	прям.
39	13500	100	200	14 <i>d</i>	прям.
40	14500	125	230	12 <i>d</i>	прям.
41	10500	100	190	13 <i>d</i>	прям.
42	9500	90	180	15 <i>d</i>	прям.
43	8500	80	170	12 <i>d</i>	трапец.
44	7500	90	160	15 <i>d</i>	трапец.
45	6500	100	150	14 <i>d</i>	трапец.

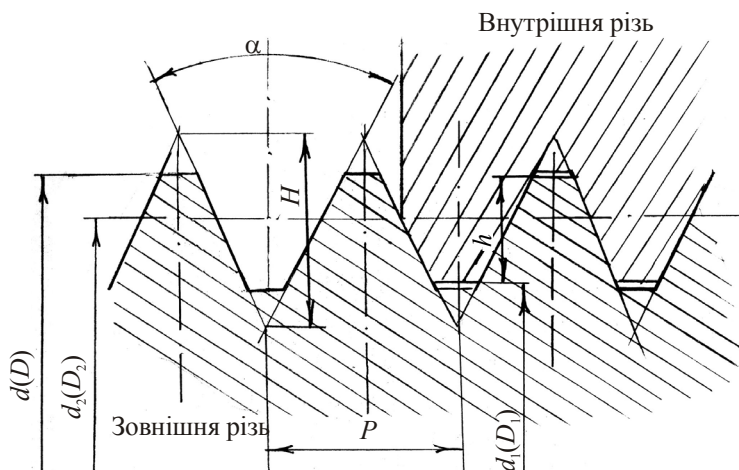
Продовж. табл. 1.5

№ варіанта	F	$F_{\text{роб}}$	h	l	Різь
	Н		мм		
46	5500	80	120	15 <i>d</i>	трапец.
57	9500	110	130	13 <i>d</i>	трапец.

Таблиця 1.6. Дані для розрахунку струбцини

№ варіанта	F , Н	H	l	Різь
		мм		
1	5000	70	80	трапец.
2	6000	80	90	трапец.
3	7000	90	100	трапец.
4	8000	100	110	трапец.
5	9000	110	120	трапец.
6	10000	120	130	трапец.
7	11000	130	140	трапец.
8	12000	140	150	метрич.
9	13000	150	80	метрич.
10	14000	160	90	метрич.
11	15000	170	100	метрич.
12	16000	180	110	метрич.
13	17000	190	120	метрич.
14	18000	200	130	метрич.
15	19000	75	140	метрич.
16	20000	85	150	метрич.
17	5500	95	100	метрич.
18	6500	105	120	метрич.
19	7500	115	80	метрич.
20	8500	125	90	метрич.
21	9500	135	100	метрич.
22	10500	145	80	метрич.
23	11500	155	90	метрич.
24	12500	165	100	метрич.
25	13500	175	80	метрич.
26	14500	185	90	метрич.
27	15500	195	100	метрич.
28.	16500	200	80	метрич.
29	17500	160	90	метрич.
30	18500	170	100	метрич.

Профіль і основні розміри метричних різей (ГОСТ 915–81).



$$H = 0,86603P$$

$$H_1 = 0,54125P$$

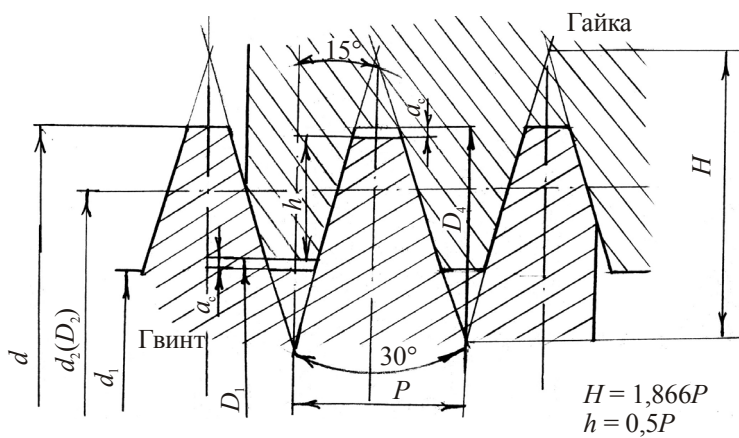
Крок різі p	Діаметр різі			Висота профілю h	Крок різі p	Діаметр різі			Висота профілю h
	h	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$			h	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	
1,0	8	7,350	6,918	0,541	2,0	20	18,701	17,835	1,082
	10	9,350	8,918			24	22,701	21,835	
	12	11,350	10,918			30	28,701	27,835	
	16	15,350	14,918			36	34,701	33,835	
	20	19,350	18,918			42	40,701	39,835	
	24	23,350	22,918			48	46,701	45,835	
	30	29,350	28,918			56	54,701	53,835	
	36	35,350	34,918			64	62,701	61,835	
	42	41,350	40,918			72	70,701	69,835	
	48	47,350	46,918			80	78,701	77,835	
	56	55,350	54,918			90	88,701	87,835	
	64	63,350	62,918			100	98,701	97,835	
	72	71,350	70,918		3,0	30	28,051	26,752	1,624
	80	79,350	78,918			36	34,051	32,752	
1,25	10	9,188	8,647	0,676		42	40,051	38,752	
	12	11,188	10,647			48	46,051	44,752	
					56	54,051	52,752		

Продовж. табл.

Крок різі p	Діаметр різі			Висота профілю h	Крок різі p	Діаметр різі			Висота профілю h
	h	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$			h	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	
1,5	12	11,026	10,376	0,812		64	62,051	60,752	
	16	15,026	14,376			72	70,051	68,752	
	20	19,026	18,376			80	78,051	74,852	
	24	23,026	22,376			90	88,051	84,852	
	27	26,026	25,376						
	30	29,026	28,376						
	36	35,026	34,376						
	42	41,026	40,376						
	48	47,026	46,376						
	56	55,026	54,376						
	64	63,026	62,376						
	72	71,026	70,376						
	80	79,026	78,376						
4,0	64	61,402	59,670	2,165					
	72	69,402	68,670						
	80	77,402	75,670						
	90	87,402	85,670						
	100	97,402	95,670						
	110	107,402	105,607						

Примітка. Позначення різей з великими кроками позначають буквою М і розміром діаметру, наприклад М24, М64; із дрібними кроками – буквою М, розміром діаметра і кроку через знак множення, наприклад М24×2, М64×2.

Профіль і основні розміри трапецієподібних однозахідних різей.
 Розміри, мм (ГОСТ 9484–81), (ТОСТ 24738–81)



<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂ = <i>D</i> ₂	<i>D</i> ₄	<i>D</i> ₁
<i>p</i> = 1,5				
8	6,2	7,25	8,3	6,5
<i>p</i> = 2				
8	5,5	7	8,5	6
10	7,5	9	10,5	8
12	9,5	11	12,5	10
14	11,5	13	14,5	12
16	13,5	15	16,5	14
18	15,5	17	18,5	16
22	19,5	21	22,5	20
24	21,5	23	24,5	22
26	23,5	25	26,5	24
28	25,5	27	28,5	26
<i>p</i> = 3				
30	26,5	28,5	30,5	27
34	30,5	32,5	34,5	31
36	32,5	34,5	36,5	33
38	34,5	36,5	38,5	35
42	38,5	40,5	42,5	39
44	40,5	42,5	44,5	41
46	42,5	44,5	46,5	43
50	46,5	48,5	50,5	47

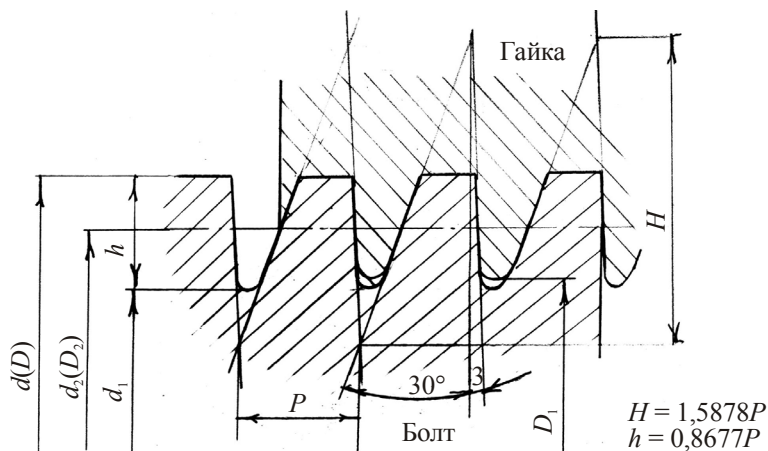
<i>d</i>	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂ = <i>D</i> ₂	<i>D</i> ₄	<i>D</i> ₁
<i>p</i> = 6				
30	23	27	31	24
32	25	29	33	26
34	27	31	35	28
36	29	33	37	30
38	31	35	39	32
40	33	37	41	34
42	35	39	43	36
85	79,5	82,5	85,5	80
90	84,5	87,5	90,5	85
95	89,5	92,5	95,5	90
100	94,5	97,5	100,5	95
<i>p</i> = 8				
28	19	24	29	20
44	35	40	45	35
46	37	42	47	38
48	39	44	49	40
52	41	46	51	42
55	46	51	56	47
60	51	56	61	52
<i>p</i> = 10				
36	25	31	37	26

Продовж. табл.

d	d_1	$d_2 = D_2$	D_4	D_1		d	d_1	$d_2 = D_2$	D_4	D_1
55	51,5	53,5	55,5	59		38	27	33	39	28
60	56,5	58,5	60,5	57		42	31	37	43	32
$p = 4$						65	54	60	66	55
65	60,5	63	85,5	61		70	59	65	71	60
70	65,5	68	70,5	66		75	64	70	76	65
75	70,5	73	75,5	71		80	69	75	84	70
80	75,5	78	80,5	76		$p = 12$				
$p = 16$						50	37	44	51	38
70	52	62	72	54		55	42	49	56	43
75	57	67	77	59		60	47	54	61	48
80	62	72	82	64		85	72	79	86	73
						90	77	84	91	78

Примітка. В умовне позначення трапецієподібної однозахідної різі повинні входити літери: T_r – номінальний діаметр і крок: $T_r 40 \times 6$. Для лівої різі після умовного позначення розміру різі вказують літери LH, наприклад $40 \times 6 LH$.

**Профіль і основні розміри упорних різей (ТОСТ 10177–82).
Розміри, мм.**



$d = D$	$d_2 = D_2$	d_1	D_1
$p = 2$			
10	8,5	6,528	7
12	10,5	8,528	9
14	12,5	10,528	11
16	14,5	12,528	13
18	16,5	14,528	15
20	18,5	16,528	17
22	20,5	18,528	19
24	22,5	20,528	21
26	24,5	22,528	23
$p = 3$			
30	27,75	24,794	25,5
32	29,75	26,794	27,5
34	31,750	28,794	29,5
36	33,750	30,794	31,5
38	35,750	32,794	33,5
40	37,750	34,794	35,5
42	39,750	36,794	37,5
46	43,750	40,794	41,5
50	47,750	44,794	45,5

$d = D$	$d_2 = D_2$	d_1	D_1
$p = 6$			
30	25,5	19,586	21
32	27,5	21,586	23
34	29,5	23,586	25
36	31,5	25,586	27
40	35,5	29,586	31
42	37,5	31,586	33
$p = 8$			
28	22,0	14,116	16
44	38,0	30,116	32
46	40,0	32,116	34
50	44,0	36,116	38
52	46,0	38,116	40
55	49,0	41,116	43
60	54,0	46,116	48
$p = 10$			
36	28,5	18,644	21
38	30,5	20,644	25
42	34,5	24,644	27
65	57,5	47,644	50

Продовж. табл.

$d = D$	$d_2 = D_2$	d_1	D_1		$d = D$	$d_2 = D_2$	d_1	D_1
55	52,750	49,794	50,5		70	62,5	52,644	55
60	57,750	54,794	55,5		75	67,5	57,644	60
$p = 4$					80	72,5	62,544	65
65	62,0	58,058	59		$p = 12$			
70	67,0	63,058	64		50	41,0	29,174	32
75	72,0	68,058	69		55	46,0	34,174	37
80	77,0	73,058	74		60	51,0	39,174	42
$p = 5$					85	76,0	64,174	67
85	81,250	76,322	77,5		90	81,0	69,174	72
90	86,250	81,322	82,5		$p = 16$			
95	91,250	86,322	87,5		75	63,0	47,212	51
100	96,250	91,322	92,5		80	68	52,232	56

Примітка. В умовне позначення упорної різі повинні входити: буква S, номінальний діаметр і крок, наприклад S80×10. Для лівої різі після умовного позначення розміри різі вказують літери LH, наприклад S80×10LH.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Алексієнко В.В.* Основи розрахунку і конструювання елементів суднових машин і механізмів: Навчальний посібник. – Миколаїв: НУК, 2004. – 140 с.
2. *Алексеев В.В., Медведевский А.М., Нерубенко Г.П.* Основы проектирования судовых механизмов: Учебное пособие. – Николаев: НКИ, 1990. – 84 с.
3. *Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А.* Расчет и проектирование деталей машин: – Х.: Основа, 1991. – 276 с.
4. *Новошицкий В.А.* Методические указания по выполнению расчетно – графических заданий по винтовым механизмам. – Николаев: НКИ, 1988. – 20 с.
5. *Синько Ю.П.* Методические указания по выполнению расчетно-графических заданий по дисциплине "Детали машин". – Николаев: НКИ, 1986. – 26 с.

ЗМІСТ

Вступ	3
1. Передачі гвинт – гайка ковзання	4
2. Основні параметри передачі гвинт – гайка	5
3. Розрахунок передачі гвинт – гайка	13
4. Розрахунок стопорного гвинта	19
5. Розрахунок гвинтового домкрата	21
6. Розрахунок гвинтового преса	26
7. Розрахунок гвинтового знімника	33
8. Розрахунок гвинтової стяжки	38
9. Розрахунок гвинтового механізму	43
10. Розрахунок струбцини	51
Додатки	55
Список літератури	68

Навчальне видання

АЛЕКСІЄНКО Валерій Валентинович

**РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ДОПОМІЖНИХ
ТЕХНОЛОГІЧНИХ ГВИНТОВИХ МЕХАНІЗМІВ**

Методичні вказівки щодо виконання контрольних робіт

(українською мовою)

Комп'ютерна верстка *В.Г. Мазанко*

Коректор *М.О. Паненко*

Свідectво про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців,
вигоtівників і розповсюджувачів видавничої продукції
ДК № 2506 від 25.05.2006 р.

Підписано до друку 05.12.08. Папір офсетний. Формат 60×84/16.
Друк офсетний. Гарнітура "Таймс". Ум. друк. арк. 4,0. Обл.-вид. арк. 4,3.
Тираж 100 прим. Зам. № 357. Ціна договірна

Видавець і вигоtівник Національний університет кораблебудування,
54002, м. Миколаїв, вул. Скороходова, 5

This image shows a single sheet of white paper with horizontal blue ruling lines. The lines are evenly spaced and run across the width of the page. There are no margins, text, or other markings on the paper.

This image shows a single sheet of white paper with horizontal ruling lines. The lines are evenly spaced and run across the width of the page. There are no margins, text, or other markings on the paper.