

**ПРОЄКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕДАЧЕЮ
ГВИНТ-ГАЙКА**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

**ПРОЄКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕДАЧЕЮ
ГВИНТ-ГАЙКА**

Навчальний посібник

Харків «ХАІ» 2024

УДК [621.882.1.001.63+621.882.3.001.63](075.8)
П79

Колектив авторів:
В. М. Доценко, Ю. В. Ковеза, В. І. Назін, О. В. Торосян

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. В. Ф. Сорокін,
канд. техн. наук, доц. О. В. Устиненко

Проектування механізмів з передачею гвинт-гайка [Електронний
П79 ресурс] : навч. посіб. / В. М. Доценко, Ю. В. Ковеза, В. І. Назін,
О. В. Торосян. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського
«Харків. авіац. ін-т», 2024. – 116 с.

Викладено теоретичні основи та наведено приклади розрахунку, необхідні при виконанні розрахунково-графічної роботи з курсу «Деталі машин і основи конструювання» відповідно до галузей знань «Авіація і космонавтика», «Прикладна механіка», «Комп'ютерний інжиніринг» та ін. Особливу увагу приділено побудові математичної та 3D-моделей з використанням середовищ Excel та SolidWorks.

Для студентів машинобудівних вузів.

Іл. 65. Табл. 9. Бібліогр.: 6 назв

УДК [621.882.1.001.63+621.882.3.001.63](075.8)

© Колектив авторів, 2024
© Національний аерокосмічний
університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут», 2024

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1. СХЕМИ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕДАЧЕЮ ГВИНТ-ГАЙКА	5
1.1. Домкрати.....	5
1.2. Преси.....	9
1.3. Гвинтові знімачі.....	10
1.4. Виконавчі механізми систем керування літаком.....	10
2. РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ-ГАЙКА З ТЕРТЯМ КОВЗАННЯ	12
2.1. Різьби, тертя в них і ККД	12
2.2. Самогальмування	15
2.3. Рушійний момент	15
2.4. Розрахунок вантажних гвинтів	15
2.5. Розрахунок гайки	20
2.6. Розрахунок опорного вузла	25
2.7. Розрахунок рукояток	27
2.8. Розрахунок корпусних деталей	33
3. ПОРЯДОК ПРОЄКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕДАЧЕЮ ГВИНТ-ГАЙКА.....	45
4. РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ-ГАЙКА З ТЕРТЯМ КОЧЕННЯ	51
5. КОНСТРУЮВАННЯ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕДАЧЕЮ ГВИНТ-ГАЙКА	59
6. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ.....	72
6.1. Домкрат з гвинтом, що обертається.....	72
6.2. Знімач підшипників.....	89
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	106
Додаток 1. МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ТА ДОПУСТИМІ НАПРУЖЕННЯ ДЛЯ ДЕЯКИХ МАТЕРІАЛІВ	107
Додаток 2. УПОРНА РІЗЬБА.....	108
Додаток 3. ТРАПЕЦЕЇДАЛЬНА РІЗЬБА.....	110
Додаток 4. УПОРНИЙ ПІДШИПНИК.....	113
Додаток 5. РОЗМІРИ ПЕРЕРІЗІВ КРУГЛИХ ТРУБ.....	114
Додаток 6. КОНІЧНИЙ РОЛИКОВИЙ ПІДШИПНИК.....	115

ВСТУП

Передачі гвинт-гайка широко застосовують в загальному машинобудуванні, авіаційній техніці, робототехнічних системах і комплексах, інших машинах і механізмах. Широке застосування цих передач обумовлено необхідністю перетворення обертального руху на поступальний, а також можливістю отримання великих осьових сил.

Основними деталями гвинтової передачі є циліндричний стрижень із зовнішньою різьбою (гвинт) і втулка з внутрішньою різьбою (гайка).

У посібнику розглянуто проектування простих механізмів, що містять передачу гвинт-гайка:

- виконавчих механізмів систем керування літальними апаратами (приводи закрилків, передкрилків, стабілізатора та ін.);
- для підняття важких предметів (домкрати);
- для здійснення різних технологічних процесів (гвинтові преси, згинальні преси, гвинтові знімачі, ходові гвинти верстатів та ін.).

Передачі гвинт-гайка виконують за двома основними схемами:

1) з гвинтом, що обертається, та веденою гайкою, що переміщується поступально. Таку схему зазвичай використовують у силових передачах при великих переміщеннях;

2) з гайкою, що обертається, та веденим гвинтом, що переміщується поступально. Подібні пристрої застосовують при невеликих переміщеннях і значних осьових силах на гвинті.

Механізми, що використовуються на практиці, можуть мати в своїй конструкції передачі гвинт-гайка з тертям ковзання і тертям кочення.

У посібнику наведено теоретичні основи та послідовність розрахунку таких передач. Крім того, наявність довідкових даних дає змогу проектувати найпростіші механізми з вантажним гвинтом, не користуючись додатковою літературою.

Наведені фрагменти основних елементів конструкції домкратів, знімачів і пресів дають змогу сконструювати механізм у цілому.

1. СХЕМИ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕДАЧЕЮ ГВИНТ-ГАЙКА

1.1. Домкрати

Найпростіший **гвинтовий домкрат** (рис. 1.1) складається з коронки (чашки) 1 для обпирання вантажу, що піднімається, рукоятки 2 для обертання гвинта, вантажного гвинта 3, нерухомої гайки 4, корпусу або станини 5. Для підйому вантажу потрібно прикласти горизонтальне зусилля до рукоятки 2, яка завдяки різьбі переміщує гвинт уверх, долаючи опір вертикальної сили F (тут і далі за текстом – задане зовнішнє навантаження). Для зменшення витрат на тертя часто використовують підшипник кочення між коронкою 1 та гвинтом 3.

У деяких випадках використовують схему з гайкою, що обертається, і поступально рухомим гвинтом, що дає змогу не використовувати підшипник в опорній частині і зробити її більш жорсткою. У цьому випадку підшипник спирається на корпус 5.

У телескопічних домкратах (рис. 1.2) використовують два гвинти, один з яких – меншого діаметра 1 – закручений у гвинт більшого діаметра 2, який закручений в гайку 3, закріплену в корпусі 4. Такі пристрої дають змогу при порівняно невеликих розмірах здійснювати підйом на велику висоту, тому вони широко застосовуються для аеродромного обслуговування і роботи в умовах обмеженого простору.

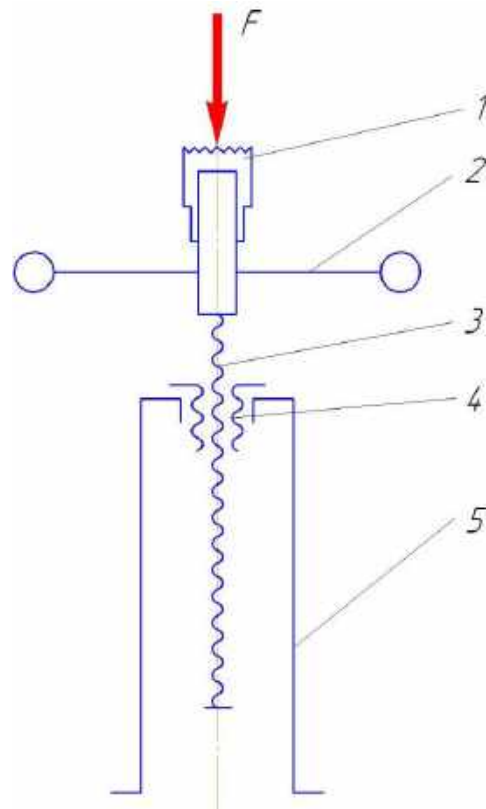
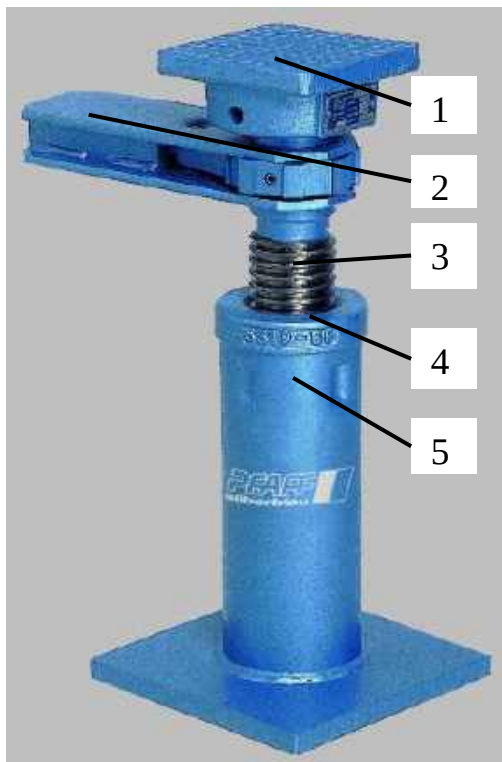


Рис. 1.1. Домкрат гвинтовий

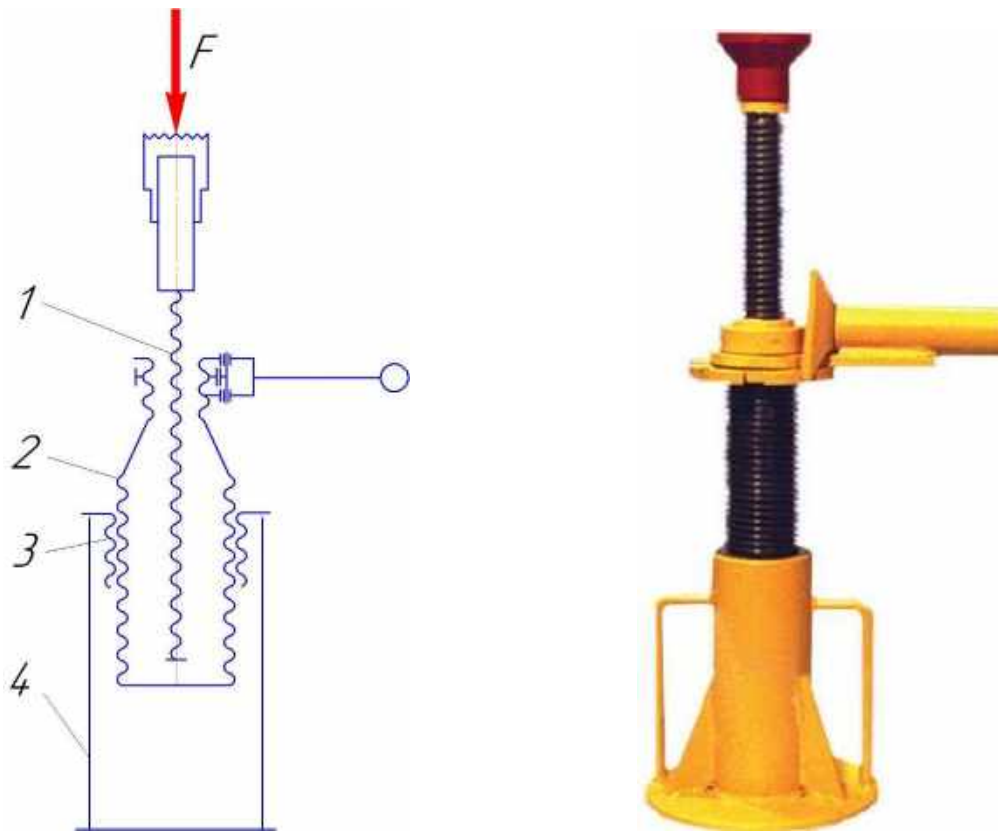


Рис. 1.2. Домкрат телескопічний

Іноді для зменшення зусилля на рукоятці її виготовляють із «тріскачкою» (рис. 1.3), завдяки чому обертальний рух замінюється на коливальний, або передачею (черв'ячною, зубчастою конічною) (рис. 1.4).

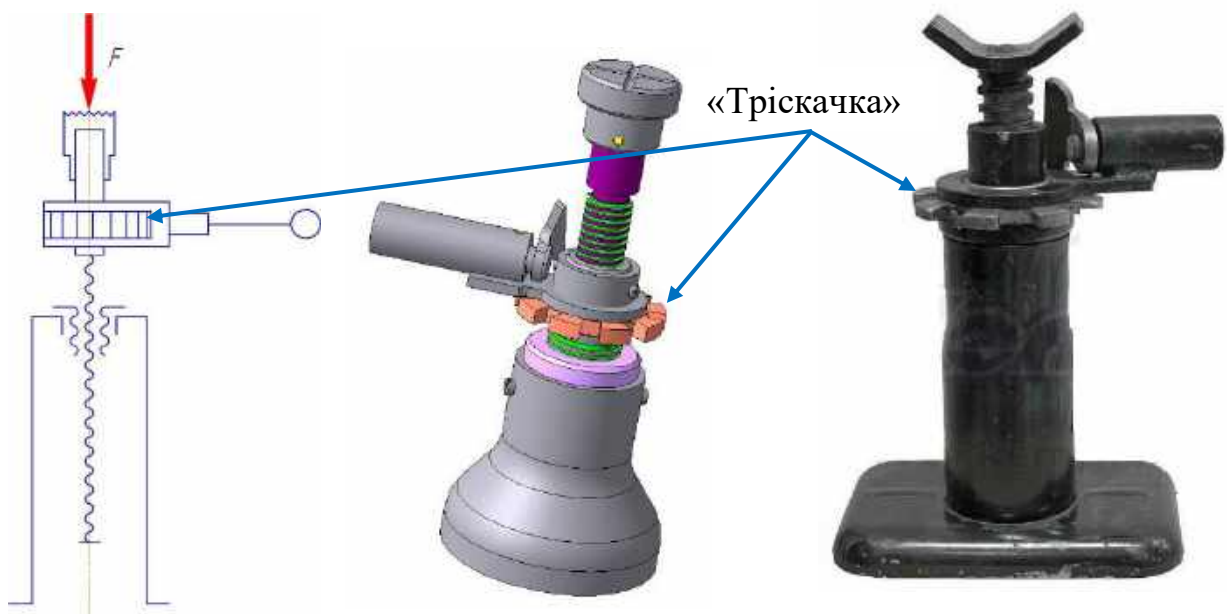


Рис. 1.3. Домкрат гвинтовий з зубчастою «тріскачкою»

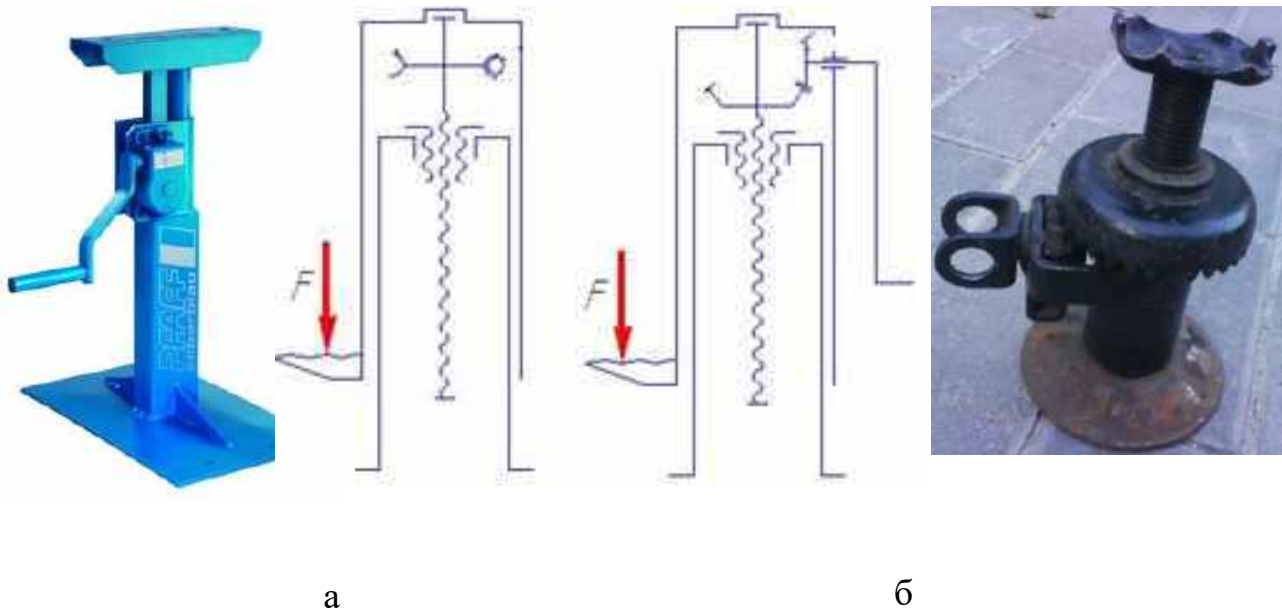


Рис. 1.4. Гвинтові механізми з механічною передачею

У переносних домкратах поряд з ручним застосовують привід від електродвигуна з редуктором (хвильовим (рис. 1.5, а), планетарним (рис. 1.5, б) та ін.) або гідромотора (рис. 1.5, в). У цих механізмах основні елементи ті ж, що і у домкратів з ручним приводом, проте руху їм надає електричний двигун або насосна станція.

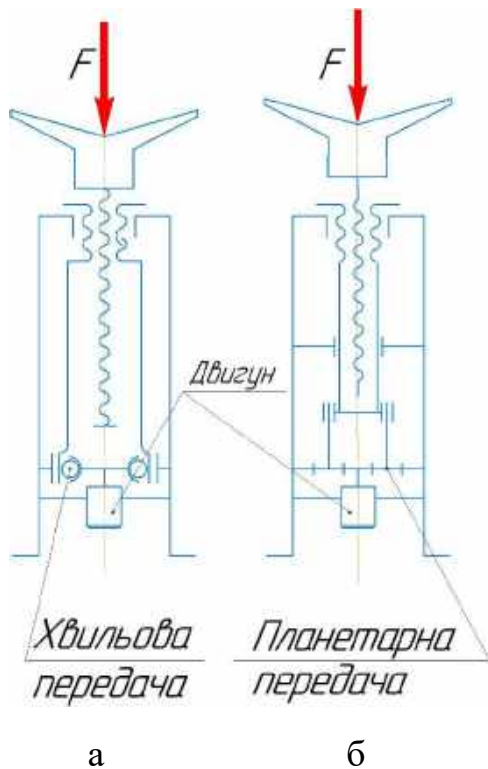


Рис. 1.5. Гвинтові механізми з різними приводами

Деякі конструкції домкратів є комбінаціями важільних і гвинтових механізмів (рис. 1.6), в яких прямолінійний вертикальний рух коронки досягається зачепленням зубців, нарізаних на важелях *a* і *b*.

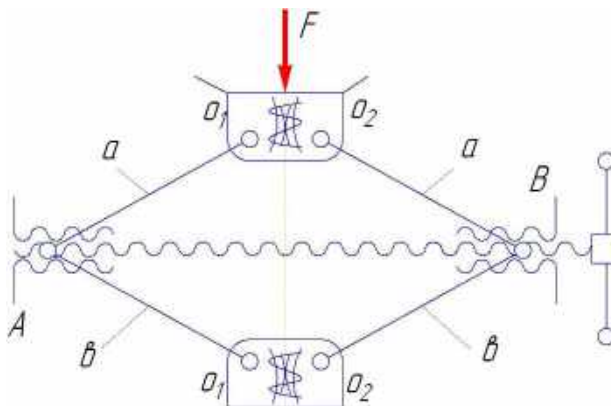


Рис. 1.6. Домкрат комбінований

Гвинтові домкрати, призначені для аеродромного обслуговування (підйому літака цілком або його частин), мають такі особливості (рис. 1.7):

- велика висота як корпусу, так і підйому;
- опорна частина (так званий ложемент) має велику площу спирання і форму, яка відповідає профілю, що піднімається.

Корпусом такого домкрата є просторова конструкція, зазвичай зварена з труб. У стояках передбачають елементи для регулювання положення домкрата (кульові опори, які регулюються по висоті).



Рис. 1.7. Домкрати, призначені для аеродромного обслуговування

1.2. Преси

Найпростіший гвинтовий прес з ручним приводом (рис. 1.8) застосовується в ремонтних майстернях при складанні та розбиранні вузлів, для виготовлення деталей згином, штампуванням, а також для пресування різних виробів або закріплення деталей при складанні (струбцини). Прес складається з тих же деталей, що й домкрат (рукоятка 1, гайка 2, гвинт 3, станина 4, чашка 5), і так само, як і домкрат, може бути з ручним і механічним приводом.

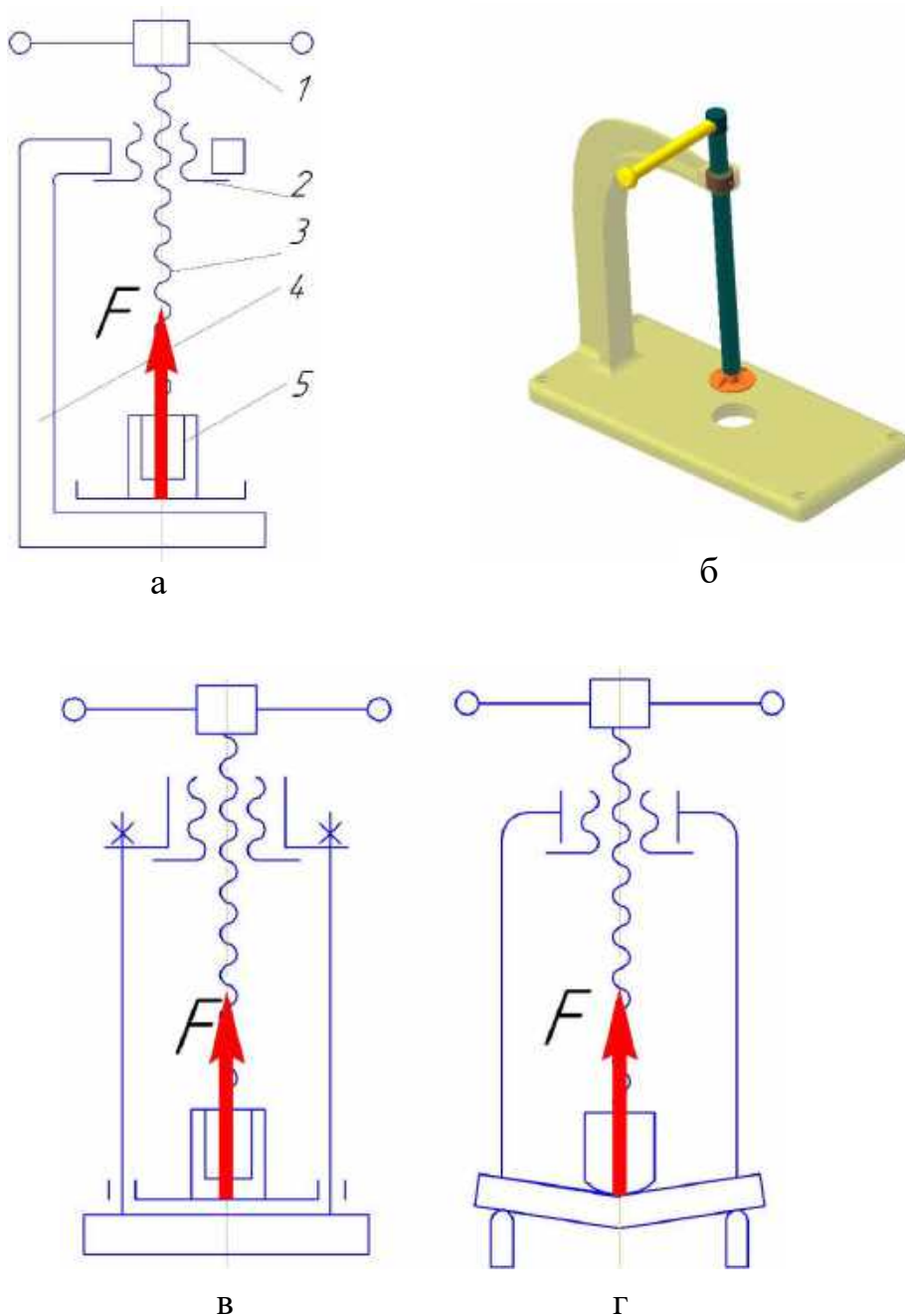


Рис. 1.8. Схеми гвинтових пресів:

а – одностояковий з суцільною станиною; б – одностояковий з отвором;
в – двостояковий; г – для згину

1.3. Гвинтові знімачі

Гвинтові знімачі (рис. 1.9) призначено для розбирання вузлів, в яких деталі зібрані з натягом. Різноманітність таких деталей велика: підшипники кочення, різні втулки, диски, колеса та інші деталі, посаджені з натягом на вал або в отвір корпусу.

Знімач з траверсою (див. рис. 1.9, а) складається з рукоятки 1, траверс, які продовжують корпус 2, гайки 3, лап (упорів) 4, гвинта 5.

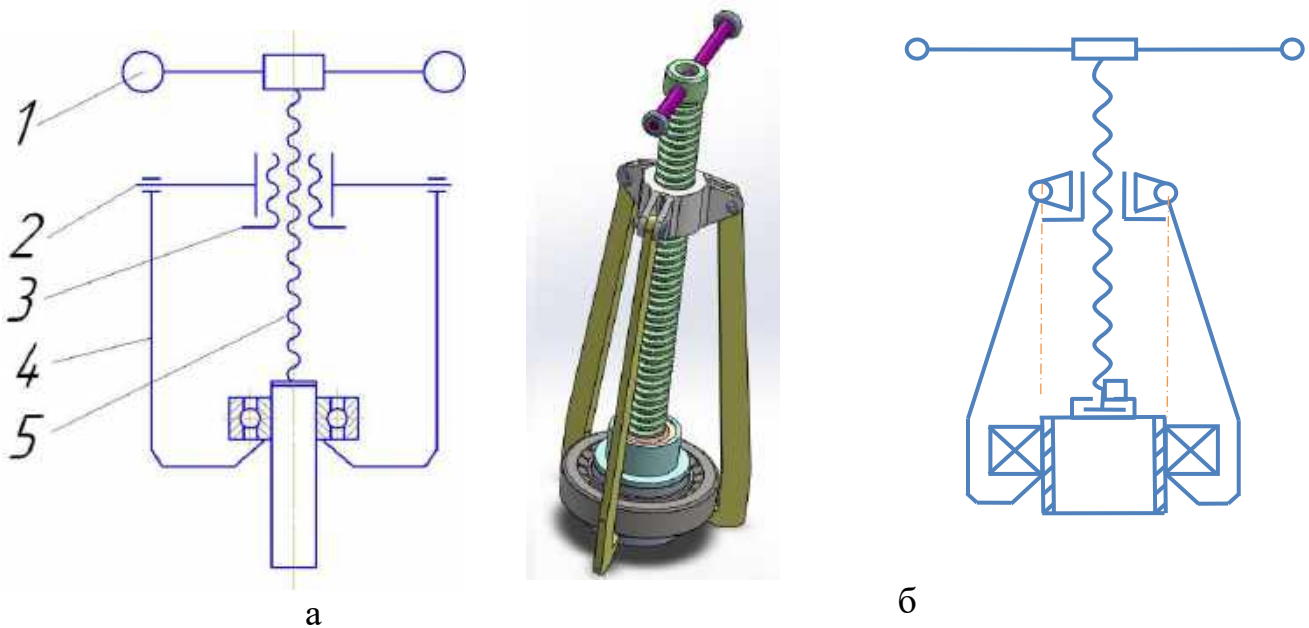


Рис. 1.9. Гвинтові знімачі підшипників:
а – з траверсою; б – з лапами, що обертаються

Знімач з лапами, що обертаються, складається з тих же деталей, що й з траверсою, але замість траверс у нього є осі, навколо яких і відбувається поворот лап. Особливість таких знімачів полягає в тому, що осі розташовані на одній лінії з точками прикладання осьових сил, тому лапи розвантажені від додаткового згинального моменту. Кількість лап – від двох до чотирьох.

Для запобігання руйнуванню демонтованих підшипників кочення їх слід чіпляти за внутрішнє кільце підшипника, а при запресовуванні підшипника в корпус – за зовнішнє.

1.4. Виконавчі механізми систем керування літаком

Передачу руху між гвинтом і гайкою в системах керування літаком здійснюють зазвичай за двома основними схемами:

1) при великих переміщеннях – з обертовим гвинтом і веденою гайкою, що переміщується поступально (рис. 1.10). У цій схемі двостороння аеродинамічна сила діє на корпус 1, жорстко з'єднаний з гайкою 2. Потім осьова сила передається

на закріпленій в осьовому напрямку гвинт 3 і через корпус редуктора 4 – на силові вузли літака. Гвинт 3 обертається завдяки механічній енергії, що виробляється двигуном і передається трансмісійними валами;

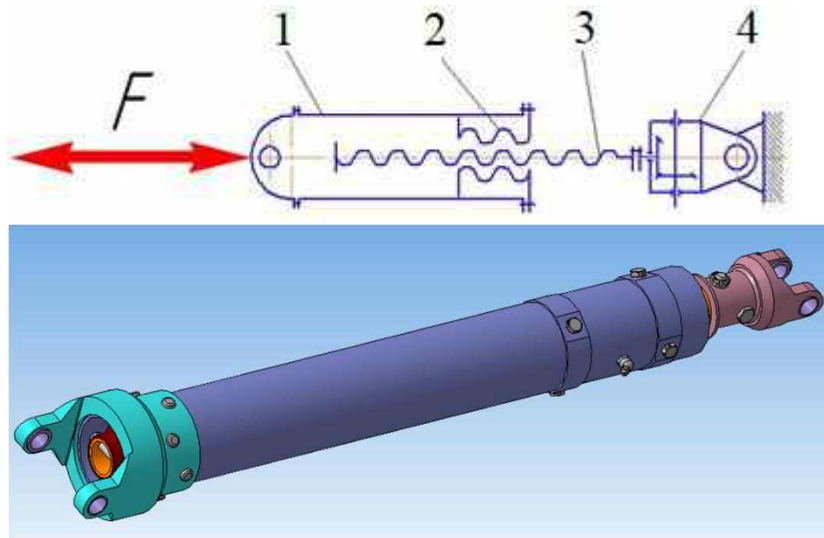


Рис. 1.10. Гвинтовий перетворювач з обертовим гвинтом

2) при невеликих переміщеннях і значних осьових силах – з гайкою 3, що обертається, і веденим поступально гвинтом 2, що переміщується (рис. 1.11). У цьому випадку осьова сила діє через вушко 1 безпосередньо на гвинт 2, потім через гайку 3 на корпус 4 і вузли підвіски. Гайці надає руху двигун, з'єднаний з нею через вали, муфту і зубчасту передачу.

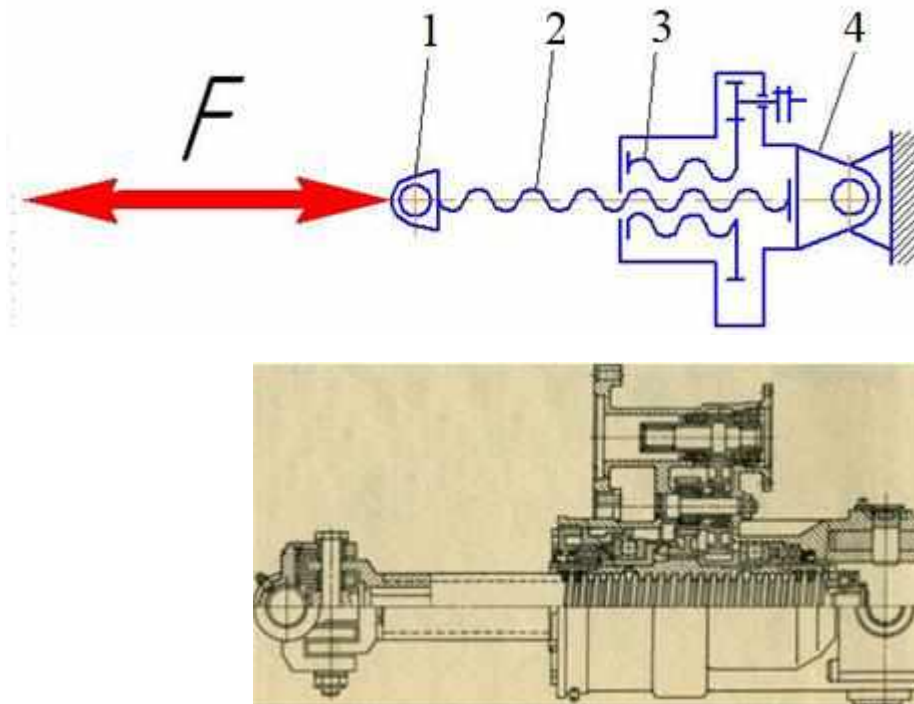


Рис. 1.11. Гвинтовий перетворювач з гайкою, що обертається

2. РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ-ГАЙКА З ТЕРТЯМ КОВЗАННЯ

2.1. Різьби, тертя в них і ККД

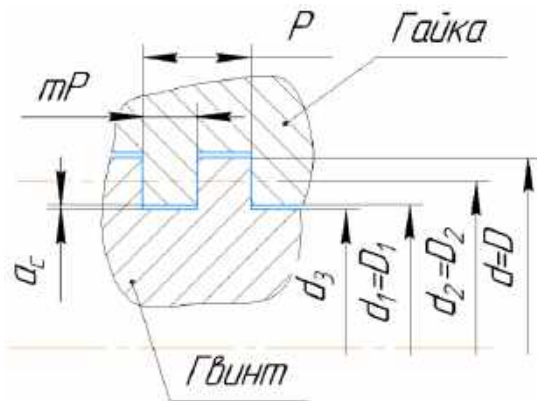


Рис. 2.1. Прямокутна різьба

У гвинтових передачах ковзання застосовуються переважно прямокутні, трапецеїдальні і упорні різьби. Прямокутна різьба (рис. 2.1) не може бути виготовлена фрезеруванням і шліфуванням, вона нестандартизована і не застосовується в умовах серійного виробництва.

Різьби трапецеїдальні (ГОСТ 9484) (рис. 2.2, а), упорні (ГОСТ 10177) (рис. 2.2, б) і упорні посилені (ГОСТ 13 535) залежно від діаметра розділено на три ряди в порядку переваги застосування. Перевагу слід віддати першому ряду, потім другому та третьому.

Порівнюючи висоту витків біля основи різних типів різьби (див. рис. 2.1 і 2.2, розмір mP) бачимо, що міцність упорної різьби на зріз і вигин вище, ніж трапецеїдальної і, тим більше, прямокутної. Крім того, завдяки більшому радіусу заокруглення біля основи витка упорна різьба має нижчий коефіцієнт концентрації напружень і відповідно більш високу міцність від втоми. З цих причин упорні різьби знайшли широке застосування в механізмах з одностороннім навантаженням. У тих випадках, коли різьба сприймає сили з обох сторін, застосовують симетричну різьбу, для ходових гвинтів – трапецеїдальну.

Основні геометричні параметри різьби такі:

1. Діаметри: зовнішній (D, d), середній (D_2, d_2), внутрішній різьби (D_1, d_1), внутрішній по западині гвинта (d_3). Діаметр гвинта позначають малими літерами, діаметри гайки – великими. Номінальні значення однойменних діаметрів однакові. На поверхні уявного циліндра діаметром d_2 ширина витків і западин різьби однакові.

2. Профіль: це вид виступу і канавки різьби в площині її поздовжнього осьового перерізу. Кут профілю – кут між суміжними бічними сторонами різьби в цьому перерізі. У прямокутної різьби він дорівнює 0° , трапецеїдальної – 15° , метричної – 60° . Упорна різьба несиметрична, тому кут робочої грані 3° , неробочої – 30° . Профіль різьби характеризується також висотою теоретичного трикутника H і робочою висотою профілю H_1 (див. рис. 2.1, 2.2).

3. Крок різьби P – відстань по лінії, паралельній до осі різьби, між середніми точками найближчих однойменних бічних сторін профілю різьби, що лежать в одній осьовій площині по одну сторону від осі різьби.

Позначення стандартної ходової різьби містить її умовне буквене позначення (для трапецеїдальної – Tr , упорної – S), номінальний (зовнішній) діаметр d , знак «х» і крок P . Наприклад, упорну різьбу з діаметром 32 мм і кроком 5 мм позначають $S\ 32 \times 5$. За необхідності вказують поля допусків.

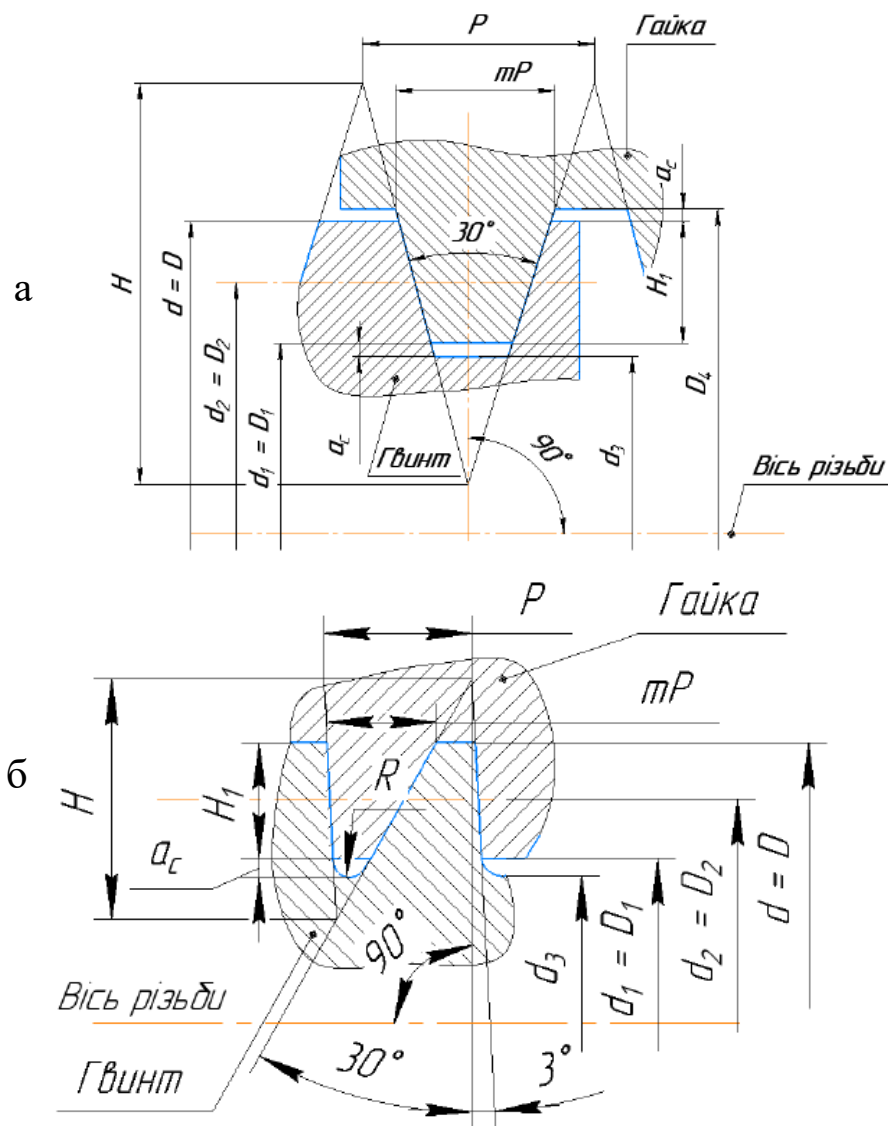


Рис. 2.2. Трапецеїдальна (а) і упорна (б) різьби

Розміри різьби наведено в дод. 2 та 3.

Як і будь-який механізм, різьба має характеристики, що відображають ступінь її досконалості і придатності до заданих умов роботи.

Роботу сил тертя в гвинтових передачах характеризує універсальний параметр – коефіцієнт корисної дії (ККД). Для пари гвинт-гайка ККД

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')}, \quad (2.1)$$

де $\psi = \operatorname{arctg} \frac{t}{\pi d_2}$ – кут підйому середньої гвинтової лінії різьби; $t = Pz$ – хід

різьби; d_2 – середній діаметр; $\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \alpha'}$ – зведений кут тертя; f – коефіцієнт

тертя між витками гвинта і гайки; α' – кут між робочою поверхнею і поверхнею, нормальною до поздовжньої осі різьби (для метричної різьби він дорівнює

30°, трапецеїдальної – 15°, упорної – 3°, прямокутної – 0°); P – крок, мм; z – кількість заходів різьби.

У формулі (2.1) частка, що визначається величиною ψ , являє собою корисний опір, а частка, яка визначається величиною ρ' , – опір тертя в різьбі.

ККД механізму визначають за формулою

$$\eta = \frac{A_K}{A_B} = \frac{FPz}{2\pi(T_{ГП} + T_{П})},$$

де A_K – корисна робота за один оберт; A_B – витрачена робота.

ККД механізму має бути менше від ККД гвинтової передачі, що визначають за формулою (2.1).

Гвинтові передачі, що працюють інтенсивно, слід виконувати з максимально можливим ККД, який при однаковому середньому діаметрі збільшується зі збільшенням ψ і P і зменшенням кута α' . Тому за інших рівних умов більш високий ККД мають гвинтові передачі з прямокутною ($\alpha' = 0^\circ$) і упорною ($\alpha' = 3^\circ$) різьбами, дещо нижчий ККД – передачі з трапецеїдальною різьбою ($\alpha' = 15^\circ$).

Однак ця відмінність мала (не перевищує 5 %), тому при визначенні кута тертя в **трапецеїдальній** і **упорній** різьбах можна знехтувати кутом нахилу робочої грані профілю

$$\rho' = \arctg \frac{f}{\cos \alpha'} \approx \arctg f.$$

Робота сил тертя залежить також від матеріалу, мастила, якості поверхні. Значення коефіцієнтів і кутів тертя для різних матеріалів і режимів змащення наведено в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Матеріали пари	Змащення	Швидкість, м/с	Коефіцієнт тертя f	Кут тертя
Сталь по сталі	Незначне	<1	0,15 ... 0,62	8 ° 30 '... 11 ° 20'
		> 1	0,10 ... 0,15	5 ° 40 '... 8 ° 30'
	Значне	<1	0,08	4 ° 40 '
		> 1	0,04	2 ° 20 '
Сталь по бронзі	Незначне	<1	0,12 ... 0,15	6 ° 50 '... 8 ° 30'
		> 1	0,07 ... 0,09	4 ° 00 '... 5 ° 10'
	Значне	<1	0,06 ... 0,07	3 ° 30 '... 4 ° 00'
		> 1	0,02 ... 0,04	1 ° 10 '... 2 ° 20'
Сталь по алюмінію	Незначне	<1	0,15	8 ° 30 '
		> 1	0,08	4 ° 30 '
	Значне	<1	0,06	3 ° 30 '
		> 1	0,03	1 ° 40 '
Сталь по чавуну	Незначне	<1	0,05...0,07	9° 00'...10°10'
		> 1	0,04	5,40°...8°30'

2.2. Самогальмування

При деякому співвідношенні параметрів різьба може мати властивість самогальмування. Це означає, що незалежно від величини осевого зусилля рух гвинта відносно гайки неможливий без прикладання обертового моменту. Іноді самогальмування буває корисним, наприклад:

– при підйомі вантажу за допомогою домкрата з самогальмівною різьбою немає необхідності постійно утримувати рукоятку за допомогою якихось спеціально передбачених фіксаторів і тим більше – рукою, оскільки вантаж під дією тільки сили ваги не опуститься;

– гвинт преса, який використовується для стиснення деталей, що склеюються, не треба утримувати в затягнутому стані як завгодно довго, та ін.

З курсу теорії машин і механізмів відома умова самогальмування

$$\psi < \rho',$$

тобто кут підйому гвинтової лінії обмежений величиною зведеного кута тертя і тому ККД самогальмівної гвинтової пари не перевищує 0,5. На практиці для забезпечення гарантованого самогальмування беруть

$$\psi < \rho' - 1^\circ. \quad (2.2)$$

У передачах, де самогальмування не потрібно, призначають більший крок або використовують багатозахідні різьби, що дає значно більший ККД.

2.3. Рушійний момент

Мірою силового впливу при робочому ході передачі (тобто коли вона опирається дії осевої сили) є **рушійний момент**

$$T_{гп} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho'). \quad (2.3)$$

При зворотному ході опір обертанню знаходять за формулою

$$T_{гп} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi - \rho'). \quad (2.4)$$

У більшості випадків (особливо у періодично працюючих передачах з ручним приводом) бажано зменшувати рушійний момент, для чого зменшують ψ (наприклад, вибирають малий крок) або ρ' (покращують змащення).

2.4. Розрахунок вантажних гвинтів

Схему сил і моментів, що діють на гвинт передачі в типових варіантах, показано на рис. 2.3.

Епюри розподілу поздовжнього навантаження і моменту побудовано у припущенні лінійного розподілу зусилля за витками різьби.

У розглянутих випадках гвинт працює на стиск, поздовжній вигин і кручення. Гвинт, зображений на схемі «а», сприймає напруження дещо більші, ніж на схемі «б», оскільки на ділянці ВС він зазнає повного навантаження F і великого крутного моменту, що дорівнює рушійному моменту $T_{гп}$.

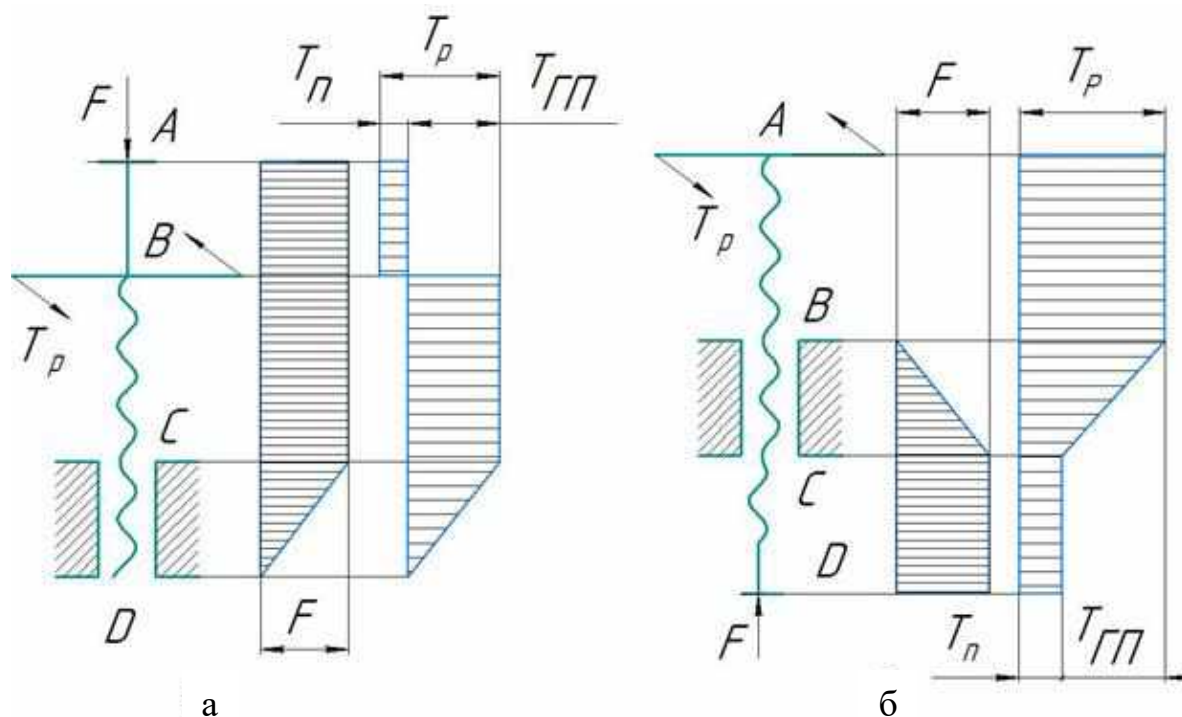


Рис. 2.3. Епюри сил і моментів уздовж осі гвинта в домкратах, знімачах і пресах: а – домкрат звичайний; б – знімачі і прес

Матеріалом для гвинта можуть бути вуглецеві й леговані сталі (35, 45, 65Г, 40Х, 40ХН та ін.), що мають добру оброблюваність, після загартування і відпуску – високі механічні властивості ($\sigma_B \geq 700$ МПа, $\sigma_T \geq 450$ МПа) і твердість поверхні до HRC 45 (табл. 2.2).

Діаметр гвинта визначають виходячи з трьох умов: міцності й стійкості стрижня, навантаженого поздовжньою силою, та зносостійкості різьби.

Умова міцності на стиск з урахуванням стійкості має вигляд

$$\sigma = \frac{4kF}{\pi d_1^2 (1 - \alpha^2)} \leq \varphi[\sigma],$$

звідки

$$d_1 = \sqrt{\frac{4kF}{\pi(1 - \alpha^2) \varphi[\sigma]}}, \quad (2.5)$$

де d_1 – внутрішній діаметр різьби гвинта;

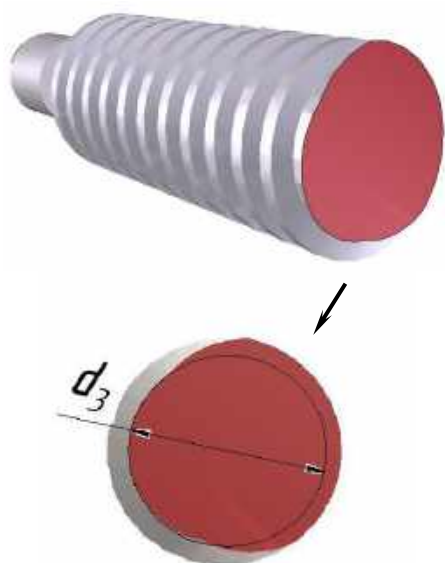


Рис. 2.4. Переріз гвинта

(Зауважимо, що d_1 – не самий менший з діаметрів, він більше внутрішнього діаметра по западині гвинта d_3 . Однак розрахунок навіть за d_1 приводить до додаткового (на 20...30 %) запасу міцності через те, що поперечний переріз гвинта не круглий (рис. 2.4).)

k – коефіцієнт, що враховує скручування тіла гвинта моментом у небезпечному перерізі, для гвинтових передач k приблизно дорівнює 1,3;

φ – коефіцієнт зменшення основного допустимого напруження, який вибирається за табл. 2.2 для попередньо заданої гнучкості λ не більше 100; для розтягнутих гвинтів $\varphi = 1$;

$\alpha = d_0 / d_3$ – відношення внутрішнього діаметра отвору d_0 до зовнішнього d_3 (у цьому разі використовують d_3) полого перерізу гвинта (для суцільного перерізу $\alpha = 0$);

$[\sigma] = \sigma_T / S$ – допустиме напруження, де σ_T – границя плинності матеріалу гвинта (див. дод. 1);

S – коефіцієнт запасу міцності (для гвинтів домкратів $S = 4...6$, для гвинтів знімачів і пресів $S = 2...3$).

Таблиця 2.2

Гнучкість λ	Сталь			Дюраль Д16-Т	Чавун СЧ15, СЧ21
	вуглецева з вмістом вуглецю		легована		
	С < 0,4%	С > 0,4%			
40	0,92	0,9	0,9	0,7	0,69
50	0,89	0,84	0,83	0,57	0,57
60	0,86	0,8	0,78	0,45	0,44
70	0,81	0,74	0,71	0,35	0,34
80	0,75	0,69	0,66	0,27	0,26
90	0,69	0,59	0,54	0,21	0,20
100	0,6	0,5	0,45	0,17	0,16
110	0,52	0,43	0,39	0,14	
120	0,45	0,38	0,33	0,12	

Умова стійкості при гнучкості $40 < \lambda < 100$ за методикою Ясинського має вигляд

$$\lambda = \frac{\nu l}{i_{min}} = \frac{\nu l}{\theta d_1} \leq [\lambda], \quad (2.6)$$

звідки

$$d_1 = \frac{\nu l}{\theta [\lambda]}.$$

Тут $\nu = 0,5...2$ – коефіцієнт зведення довжини гвинта. На рис. 2.5 показано значення ν для різних випадків закріплення гвинта.

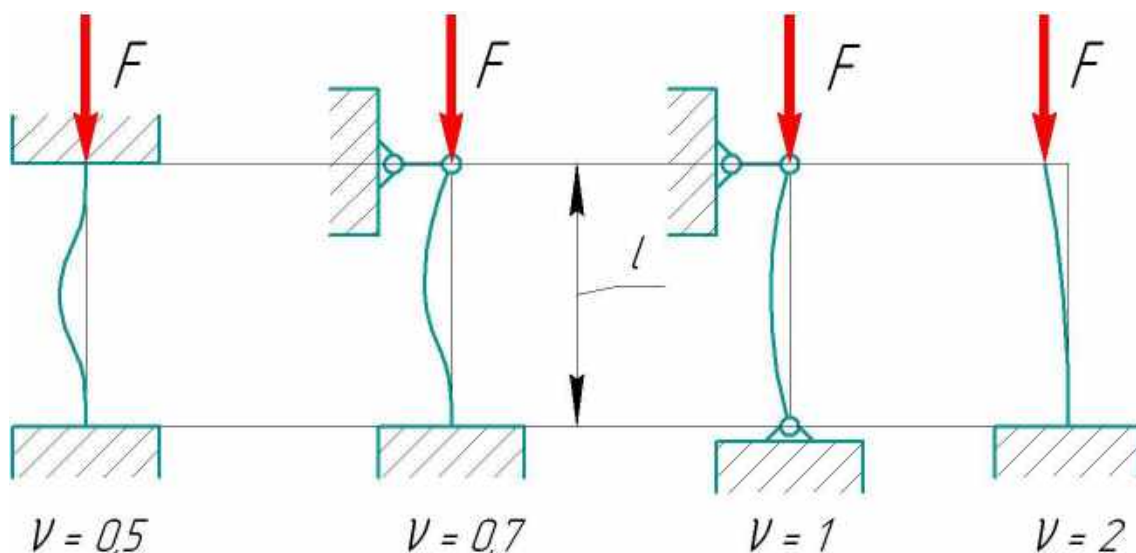


Рис. 2.5. Значення коефіцієнта зведення довжини гвинта

Опори ковзання при $\frac{l}{d_1} \leq 2$ і опори кочення з одним підшипником еквіва-

лентні шарнірній опорі, а гайки, закріплені в корпусі, розглядають як закладення, тому схему з $v = 0,7$ застосовують для гвинтів знімачів і пресів, схему з $v = 1$ – для авіаційних домкратів, схему з $v = 2$ – для домкратів, що стоять вільно.

У формулі (2.6) l – вільна довжина гвинта; $i_{\min}$ – радіус інерції перерізу гвинта, який дорівнює θd_1 ; коефіцієнт θ залежить від повноти перерізу гвинта: $\theta = 0,25$ для суцільного перерізу гвинта, для порожнистого – див. табл. 2.3.

Таблиця 2.3

α	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
θ	0,28	0,29	0,305	0,317	0,34

Допустима гнучкість $[\lambda]$ вважається такою ж, як і при виборі φ в розрахунку на міцність з урахуванням стійкості.

Для гнучких гвинтів ($\lambda > 100$) стійкість перевіряється за критичним навантаженням, яке розраховують за формулою Ейлера

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{(\nu l)^2} \approx FS, \quad (2.7)$$

звідки

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{64FS(\nu l)^2}{(1 - \alpha^4)E\pi^3}}.$$

Тут E – модуль пружності матеріалу гвинта (табл. 2.4); $S = 3...6$ – коефіцієнт запасу стійкості.

Таблиця 2.4

Матеріал	Модуль пружності E , МПа
Вуглецеві сталі	$(2,0...2,1) \cdot 10^5$
Леговані сталі	$2,1 \cdot 10^5$
Сталеве лиття	$1,75 \cdot 10^5$
Чавун сірий, білий	$(1,15...1,6) \cdot 10^5$
Алюмінієвий сплав	$(0,67...0,71) \cdot 10^5$
Бронза	$1 \cdot 10^5$

Умова зносостійкості робочих поверхонь витків різьби обмежує питомий тиск між витками гвинта і гайки з тим, щоб між ними завжди залишалося мастило. Інакше кажучи, це умова невитискання мастила:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)} \approx \frac{F}{\pi d_2 H_1 z} \leq [p], \quad (2.8)$$

звідки

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_h \psi_H [p]}}.$$

Тут d_2 – середній діаметр різьби; H_1 – висота витка профілю різьби; z – кількість витків різьби; $\psi_H = \frac{H_r}{d_2}$ – коефіцієнт висоти гайки (для ходових гвинтів беруть конструктивно 1,2...2,5); H_r – висота гайки; $\psi_h = H_1 / P$ – стандартний коефіцієнт висоти різьби (для трапецеїдальної він дорівнює 0,5, для упорної – 0,75); P – крок різьби; $[p]$ – допустимий питомий тиск, що залежить від матеріалів пари, що третрся (табл. 2.5).

Таблиця 2.5

Пара матеріалів	Допустимий питомий тиск $[p]$, МПа (Н / мм ²)
Сталь – чавун	5...6
Сталь – безолов'яниста бронза	5...7
Сталь – сталь	7...15
Сталь – антифрикційний чавун	10...15
Сталь – олов'яниста бронза	10...15

За знайденими значеннями діаметрів d_1 і d_2 вибирають таку стандартну різьбу (зовнішній діаметр d і крок P), в якій розміри $d_{1ст}$ і $d_{2ст}$ одночасно більше розрахованих (див. табл. 6.1, 6.2, дод. 2 і 3). Зазвичай існують кілька варіантів з

різними кроками. Слід врахувати той факт, що зі збільшенням кроку збільшуються і ККД (див. формулу (2.1)), що бажано, і рушійний момент (див. формулу (2.3)), що небажано, тому для оптимального рішення слід вибрати середнє значення кроку.

За необхідності перевіряють виконання умови **самогальмування** згідно з формулою (2.2).

Для гвинта з вибраною стандартною різьбою проводять **перевірний розрахунок**. За теорії міцності обчислюють зведені напруження за формулою

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_{cm}^2 + 4\tau_{кр}^2} \leq \varphi[\sigma], \quad (2.9)$$

де $\sigma_{cm} = F/A$ – напруження стиснення; $A = \frac{\pi}{4} d_1^2 (1 - \alpha^2)$ – площа перерізу гвинта діаметром d_1 ; $\tau_{кр} = \frac{T_{кр}}{W_\rho}$ – напруження кручення; $T_{кр}$ – крутний момент в небез-

печному перерізі (див. формулу (2.3)); $W_\rho = \frac{\pi d_1^3}{16} (1 - \alpha^4)$ – полярний момент опору перерізу гвинта.

Коефіцієнт зниження допустимих напружень φ слід вибрати за дійсною гнучкістю гвинта (див. формулу (2.6) і табл. 2.2).

Якщо умова (2.9) не виконана, слід брати стандартну різьбу більшого розміру, щоб переглянути виконання умови ще раз.

2.5. Розрахунок гайки

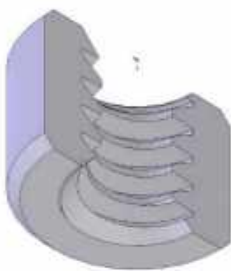


Рис. 2.6. Гайка

Гайки виточуються у вигляді циліндричних втулок (рис. 2.6) і запресовуються або вгвинчуються в корпус. Конструктивно гайка може бути встановлена за однією зі схем, поданих на рис. 2.7.

Коефіцієнт тертя сталевих гвинта по витках гайки залежить від матеріалу гайки і типу змащення (див. табл. 2.1). Гайки зазвичай виготовляють з матеріалів, що мають в парі зі сталевим гвинтом низький коефіцієнт тертя і хорошу зносостійкість. До таких матеріалів належать олов'янисті та безолов'янисті бронзи, латунь, металокераміка та антифрикційний чавун.

При навантаженні, що стискає гвинт, кращий розподіл навантаження вздовж витків досягається при варіанті "а", при якому витки гайки стискаються, а при розтягуванні гвинта – при варіанті "б", де гайка теж розтягується.

Для гайки розраховують різьбу (зазвичай на зріз і питомий тиск), основні розміри (H_G , D_G , див. рис. 2.7), а також окремі елементи (посадка у корпус, упорний буртик A , фіксувальні деталі та ін.).

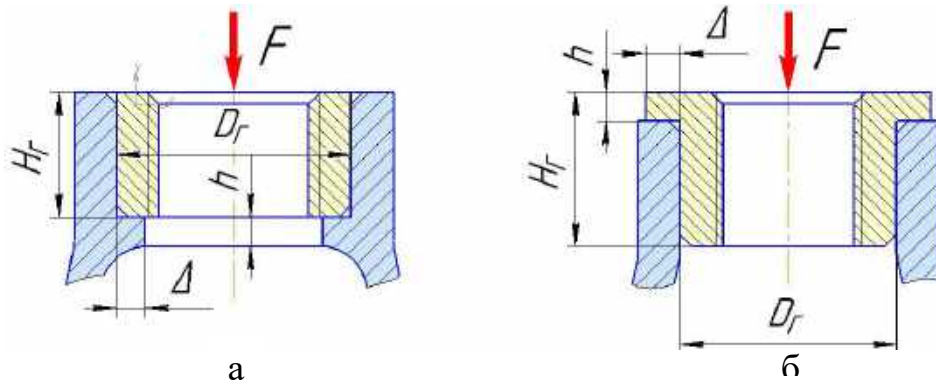


Рис. 2.7. Конструктивні схеми установки гайок у корпус

Міцність витка гайки порівняно з витком гвинта (при однакових матеріалах) вище через більший діаметр різьби та більшу довжину розгортки витка біля основи. Однак у парі сталь – бронза матеріал гайки зазвичай має меншу механічну міцність, і тому перевіряють на міцність витки гайки при таких припущеннях:

- осове зусилля F розподіляється між витками рівномірно;
- кут підйому витків настільки малий, що витки можна розглядати як плоскі кругові кільця.

Для спрощення розрахунку виток умовно розрізають упоперек гвинтової лінії, розгортають і розглядають як консольну балку з прямокутним перерізом в місці закладення (рис. 2.8).

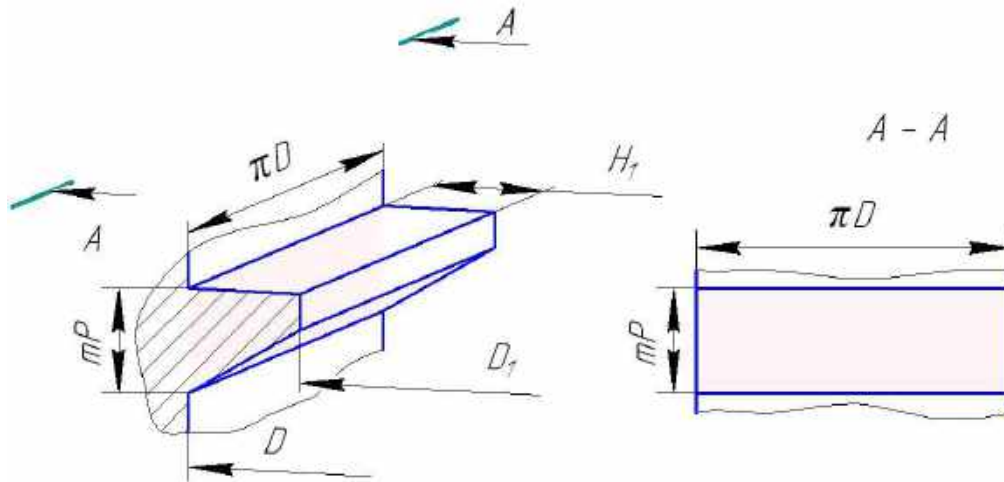


Рис. 2.8. Схема витка різьби

Кількість витків визначають з рівняння зносостійкості витка за умовою невитискання оливи (2.8):

$$z = \frac{4F}{[p]\pi[D^2 - D_1^2]} \quad (2.10)$$

Вона має бути менше або дорівнювати 10, оскільки при більшій кількості витків частина з них виявляється ненавантаженою. Небажано також кількість витків менше п'яти, оскільки при цьому погіршується центрування гвинта.

Якщо розрахункова висота гайки $H_r = zP$ виявиться менше $(1 \dots 1,25)d_2$, то її слід призначити в діапазоні $(1,2 \dots 2)d$, причому більше значення беруть для

вільно стоячих домкратів, оскільки в них гайка має іноді чинити опір дії значного моменту від дії позакцентрового навантаження.

При малій потрібній кількості витків z , коли висота гайки H_r прийнята в зазначених вище межах залежно від діаметра гвинта, не обов'язково нарізати різьбу по всій висоті гайки, можна нарізати потрібну кількість витків тільки біля торців гайки.

Витки різьби гайки витримують деформацію зрізу по циліндричному перерізу площею (див. рис. 2.8) $A_{zp} = z\pi DmP$. Довжина прямокутника дорівнює довжині кола діаметром D , а ширина – висоті витка різьби mP (для упорної різьби $m = 0,74$, для трапецеїдальної – $0,64$).

Рівняння міцності витка на зріз при навантаженні, що припадає на один виток (F/z), має вигляд

$$\tau_{zp} = \frac{F}{zA} = \frac{F}{z\pi DmP} \leq [\tau_{zp}].$$

Допустиме напруження для перевірки різьби на зріз визначають за каталогами (див. дод. 1) або беруть за емпіричними співвідношеннями:

$$[\tau_{zp}] \approx 0,6 [\sigma_{32}], [\sigma_{32}] = (0,15 \dots 0,3) \sigma_B. \quad (2.11)$$

Значення σ_B для різних бронз можна знайти в табл. 2.6.

Таблиця 2.6

Матеріал	Спосіб виготовлення	σ_B , МПа
Олов'янисті бронзи: БрОФ 10-1 БрОЦ 4-3 БрОЦСН 3-7-5-1	Лиття в землю	300 250 180
Безолов'янисті бронзи: БрАЖ10-4-4 БрАЖМц 10-3-1 БрАЖ 9-4	Лиття в кокіль	600 500 400

Примітка: А – алюміній, Ж – залізо, Мц – марганець, Ф – фосфор в шихті.

У діаметральних перерізах гайка працює на кручення і стиснення (розтягнення), тому **зовнішній діаметр гайки** D_r можна визначити з відповідної умови міцності

$$\sigma = \frac{4kF}{\pi(D_r^2 - d^2)} \leq [\sigma], \quad (2.12)$$

де $k = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує дію дотичних напружень кручення; $[\sigma]$ – допустиме напруження стискування або розтягування, для бронзи можна брати $[\sigma_p] \approx [\sigma_{32}]$.

Якщо розрахована товщина стінки гайки виявляється менш ніж 3 мм, то зовнішній діаметр гайки призначають конструктивно: $D_r = d + (2 \dots 4) P$.

Розмір **заплечика** Δ (див. рис. 2.7) можна визначити з умови зминання матеріалу гайки (зазвичай менш міцного в парі гайка-корпус) під дією сили F за рівнянням

$$\sigma_{зм} \cong \frac{F}{\pi D_f \Delta} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.13)$$

де

$$[\sigma_{зм}] \cong 2[\sigma_{зг}].$$

Висоту заплечика h (див. рис. 2.7) визначають з умови його вигину під дією навантаження F . Як і при розрахунку витка різьби, кільцевий заплечик умовно розрізають і розгортають в лінію (рис. 2.9).

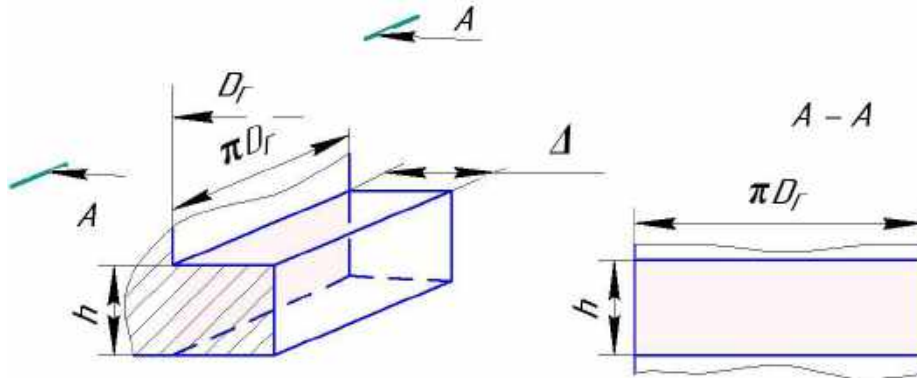


Рис. 2.9. Схема розрахунку заплечика

При цьому:

- вважають, що сила прикладена на максимальному віддаленні від небезпечного перерізу, тобто на краю внутрішнього отвору;
- нехтують тертям на поверхні гайки.

З урахуванням зроблених припущень висоту можна знайти з умови міцності на згин

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_{н0}} \leq [\sigma_{зг}]. \quad (2.14)$$

Для прямокутного перерізу

$$W_{н0} = \frac{bh^2}{6} = \frac{\pi D_f h^2}{6} \text{ і } h = \sqrt{\frac{6F\Delta}{\pi D_f [\sigma_{зг}]}.$$

Увага! У цю формулу слід підставляти допустиме напруження $[\sigma_{зг}]$ для того матеріалу, з якого виготовлений заплечик! Якщо гайка встановлена в корпус за варіантом «а» (див. рис. 2.7), то $[\sigma_{зг}]$ має бути взяте для матеріалу корпусу, а у разі «б» – гайки.

Для запобігання провертанню гайки в корпусі її, крім запресовування, фіксують за допомогою сталевих штифтів (рис. 2.10, а) або спеціальних настановних гвинтів (рис. 2.10, б) з циліндричним або конічним хвостовиком.

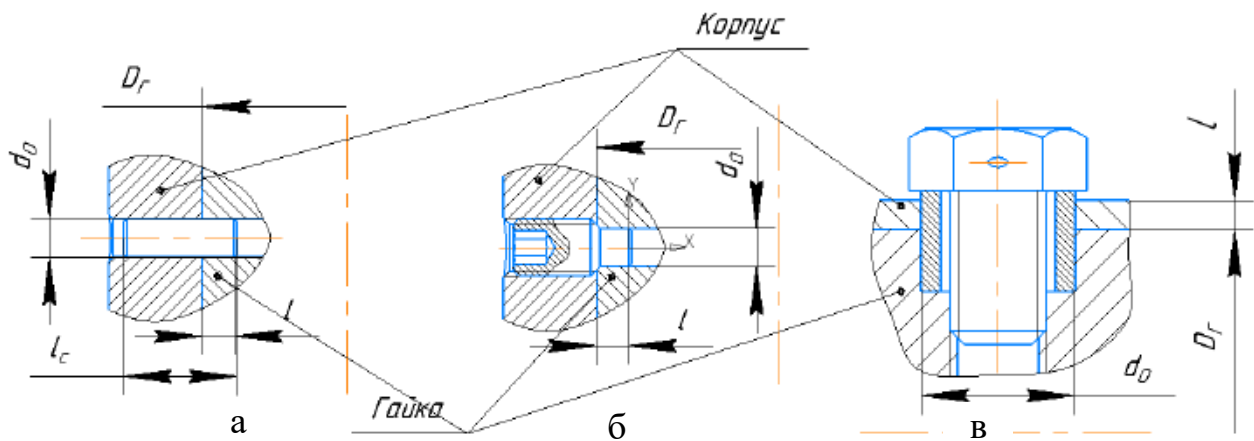


Рис. 2.10. Варіанти кріплення гайки в корпусі:

а – штифтом; б – настановним гвинтом; в – втулкою

Розрахунок цих елементів можна виконати за умови їх зрізу по перерізу штифта діаметром d_0 і зминання бічної поверхні площею $A = d_0 l$ під дією моменту гвинтової пари:

$$\begin{aligned} \tau_{зр} &= \frac{F}{A_{зр}} = \frac{2T_{гп}}{D_f} \frac{4}{\pi d_0^2} \leq [\tau_{зр}]; \\ \sigma_{зм} &= \frac{F}{A_{зм}} = \frac{2T_{гп}}{D_f l d_0} \leq [\sigma_{зм}], \end{aligned} \quad (2.15)$$

де $[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження зрізу для матеріалу штифта (настановного гвинта, втулки), яке слід вибрати із довідкової літератури, задавшись попередньо матеріалом (зазвичай конструкційна сталь); $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання, яке слід брати за матеріалом гайки як менш міцному елементу в парі штифт-гайка.

Спочатку з першої формули (2.15) знаходять розрахунковий діаметр фіксуювального елемента d_0 , потім підбирають найближчий більший стандартний. За другою формулою знаходять довжину l , підставляючи як d_0 стандартне значення. Після цього до розрахункової довжини додають товщину стінки корпусу (зазвичай 6...8 мм) і вибирають найближчу більшу стандартну довжину штифта (гвинта) l_c .

У механізмах керування літаком елементи, що з'єднують гайку з корпусом, передають значне осьове зусилля, тому таких елементів устанавлюють кілька (зазвичай не менше шести), і конструктивно вони є складнішими (рис. 2.10, в). Розраховують їх у тому ж порядку і з тих самих формул (2.15), тільки як діючі сили беруть рівнодіючу осьової і колової сил:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_a^2 + F_t^2},$$

де осьова сила F_a зазвичай задана, а колова сила $F_t = \frac{2T_{гп}}{D_f}$. Тоді умови міцності набувають вигляду

$$\tau_{зр} = \frac{F_{\Sigma}}{A_{зр}} = \frac{4F_{\Sigma}}{\pi d_0^2} \leq [\tau_{зр}];$$

$$\sigma_{зм} = \frac{F_{\Sigma}}{A_{зм}} = \frac{F_{\Sigma}}{Zld_0} \leq [\sigma_{зм}],$$

де Z – кількість фіксувальних елементів.

У цих рівняннях по два невідомих: діаметр і кількість елементів, тому для їх розв'язання слід задатися або Z з умови розміщення елементів по колу, або діаметром, який в авіації зазвичай не використовують менше 6 мм.

Якщо результат виявиться непропорційним – а це можна з'ясувати тільки після креслення розрахованих елементів на ескізі – то змінити можна не тільки діаметр і кількість елементів, але й їх матеріал.

2.6. Розрахунок опорного вузла

Осьове навантаження гвинт або гайка сприймають за допомогою п'яти. П'ята може бути плоскою (рис. 2.11, а), кільцевою (рис. 2.11, б), сферичною (рис. 2.11, в), з посадковим місцем для упорного підшипника (рис. 2.11, г).

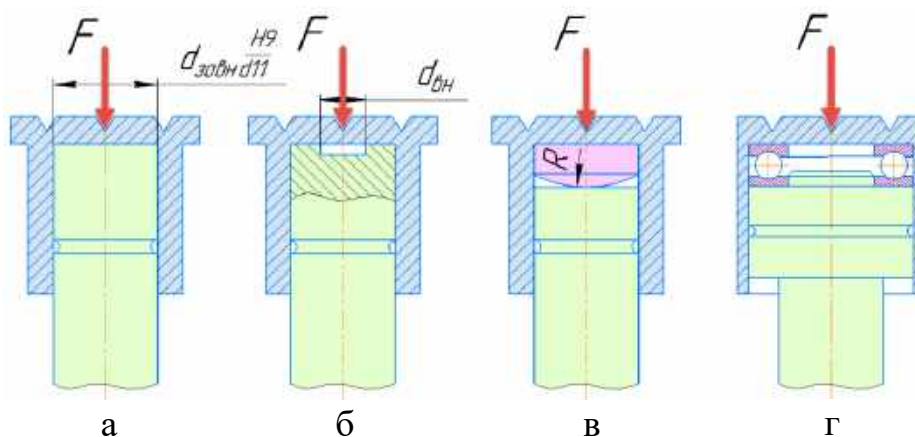


Рис. 2.11. Конструктивні варіанти п'яти:

а – плоска; б – кільцева; в – сферична; г – з упорним підшипником

Діаметр плоскої або кільцевої п'яти визначається з умови невитискання оливи з поверхні тертя і залежить від рівня допустимого питомого тиску $[p]$.

Діаметр **плоскої** п'яти

$$d = \sqrt{\frac{4F}{[p]\pi}}. \quad (2.16)$$

Діаметр **кільцевої** п'яти

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi(1-\alpha^2)[p]}}, \quad (2.17)$$

де α – відношення внутрішнього діаметра отвору у гвинті $d_{вн}$ до зовнішнього $d_{зовн}$ (див. рис. 2.11, б, $d_{зовн}$ приблизно дорівнює **номінальному діаметру різьби d**).

Допустимий питомий тиск $[p]$ залежить від матеріалів пари, що третється (див. табл. 2.5).

Для **сферичної** п'яти (один елемент пари – плоский) радіус сфери визначають

з розрахунку на контактну міцність за рівнянням Герца

$$\sigma_H = 0,388 \sqrt[3]{\frac{FE^2}{R^2}} \leq [\sigma_H], \quad (2.18)$$

де R – радіус сфери, мм; $[\sigma_H] \approx (50...80) \cdot \text{HRC}$ – допустиме напруження, МПа, для сталевих високовуглецевих або легированих сталей з твердістю $\text{HRC} > 45$. Для цих сталей модуль пружності $E = 210\,000$ МПа, і якщо вважати твердість 50 HRC, то мінімальне $[\sigma_H] = 50 \cdot 50 = 2\,500$ МПа і $R = 0,406 \sqrt[3]{F}$.

Конструктивно сферичні п'яти зазвичай виконують зі сталевим сферичним вкладишем (див. рис. 2.11, в), що спирається на плоский торець гвинта з високою поверхневою твердістю.

Розміри стандартного **упорного кулькового підшипника** в механізмах з ручним приводом визначають за статичною вантажопідйомністю

$$C_0 = SF, \quad (2.19)$$

де $S = 1,2...1,5$ – коефіцієнт запасу; C_0 – статична вантажопідйомність, Н, за якою в каталозі (див. дод. 4) вибирають упорний підшипник зі **статичною** вантажопідйомністю, більшою за розраховану, і виписують його параметри: умовне позначення, внутрішній і зовнішній діаметри d і D , висоту H .

При частоті обертання гвинта (гайки) $n > 10$ хв⁻¹ підшипник підбирають за динамічною вантажопідйомністю відповідно до рекомендацій.

Момент тертя в різних конструкціях п'ят знаходять за такими формулами:

– для плоскої п'яти

$$T_{\Pi} = \frac{2}{3} F f \frac{d_{\Pi}}{2}, \quad (2.20)$$

де d_{Π} – діаметр п'яти;

– для кільцевої п'яти

$$T_{\Pi} = \frac{1}{3} F f \frac{d_{\text{зовн}}^3 - d_{\text{вн}}^3}{d_{\text{зовн}}^2 - d_{\text{вн}}^2} = \frac{1}{3} F f d_{\text{зовн}} \frac{1 - \alpha^3}{1 - \alpha^2}. \quad (2.21)$$

Для сферичної п'яти момент тертя визначають за формулою (2.20), в яку замість $d_{\Pi} / 2$ підставляють радіус площадки контакту a , який розраховують за формулою

$$a = 2,22 \sqrt[3]{\frac{RF}{E}} = 0,037 \sqrt[3]{RF}. \quad (2.22)$$

Коефіцієнт тертя f для сталевих пар можна вибрати за табл. 2.1.

Момент тертя в упорному або радіально-упорному кульковому підшипнику обчислюють за формулою

$$T_{\Pi} = F f' \frac{d}{2}, \quad (2.23)$$

де d – внутрішній (посадковий) діаметр кільця підшипника, мм; $f' = 0,003...0,008$ – зведений коефіцієнт тертя.

2.7. Розрахунок рукояток

2.7.1. Розрахунок простої рукоятки

У невеликих пристроях зазвичай застосовують ручний привід за допомогою перекидної рукоятки або рукоятки, запресованої в тіло гвинта.

Розрахунок рукоятки виконують за рушійним моментом T_P (див. рис. 2.3).

Спочатку розраховують потрібну довжину рукоятки, виходячи із середнього робочого зусилля $Q_P = 200 \dots 250$ Н:

$$l = \frac{T_P}{Q_P} + 100 \text{ мм},$$

де момент $T_P = T_{ГП} + T_{П}$ слід підставляти в Н·мм. Розраховане значення **округляють** до найближчого більшого нормального розміру.

Потім вибирають матеріал рукоятки, допустиме згинальне напруження для нього і визначають діаметр рукоятки розрахунком на вигин як консольної балки, умовно закріпленої на осі гвинта (рис. 2.12):

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_{HO}} = \frac{32Q_P l}{\pi d_P^3} \leq [\sigma_{32}], \quad d_P = \sqrt[3]{\frac{Q_P l}{0,1[\sigma_{32}]}}.$$

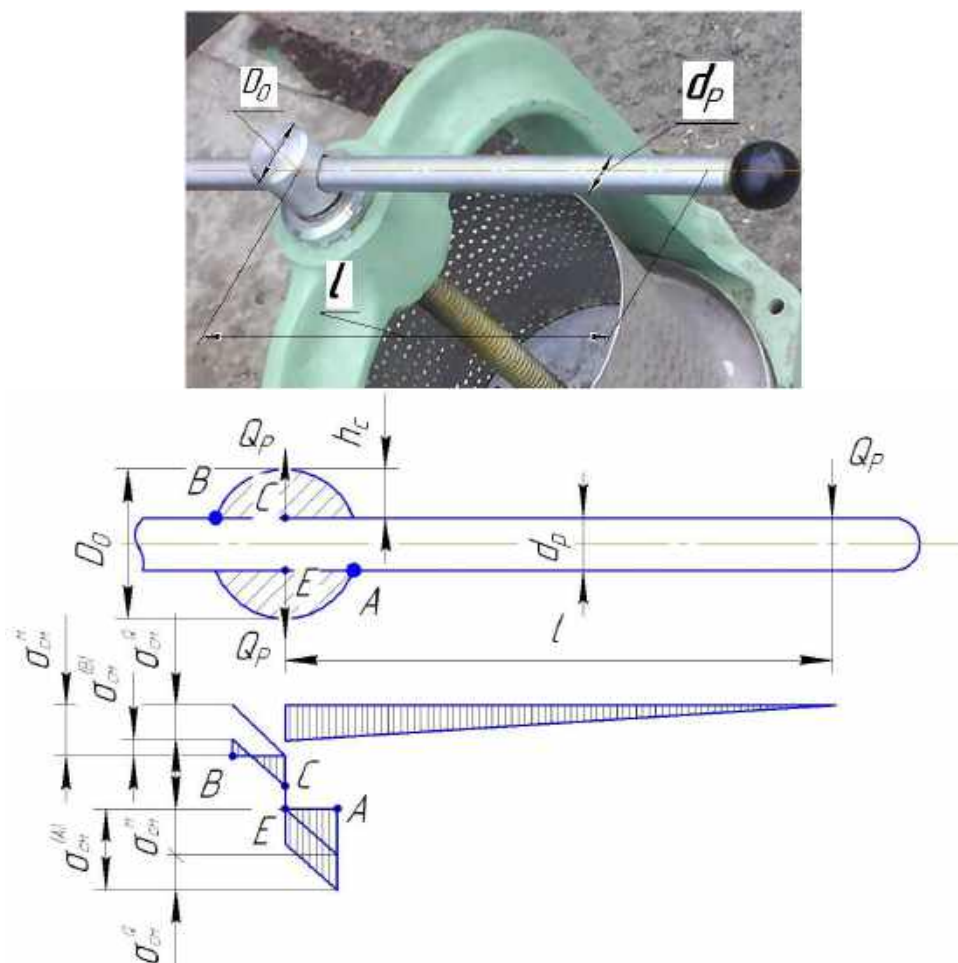


Рис. 2.12. Розрахункова схема простої рукоятки

Допустиме напруження не має перевищувати $0,2\sigma_T$ вибраного матеріалу рукоятки, оскільки умови її роботи досить важкі.

Діаметр менше 10 мм є небажаним з ергономічних міркувань, тому за необхідності слід його збільшити, застосувавши замість суцільного прутка трубу більшого діаметра за умови збереження міцності.

При розрахунку труби не забудьте підставити в знаменник під коренем $(1 - \alpha^4)$!

Далі перевіряють напруження зминання в отворі в припущенні нульового зазору (див. рис. 2.12). Найбільші з них виникають в точці А і складаються з $\sigma_{зм}^M$ – частки напружень внаслідок дії моменту і $\sigma_{зм}^Q$ – частки напружень внаслідок дії зведеної сили. Тоді

$$\sigma_{зм}(A) = \sigma_{зм}^M + \sigma_{зм}^Q = \frac{6Q_P l}{d_P D_0^2} + \frac{Q_P}{d_P D_0} = \frac{Q_P}{d_P D_0} \left(\frac{6l}{D_0} + 1 \right) \leq [\sigma_{зм}]. \quad (2.24)$$

Розмір D_0 визначають конструктивно за кресленням.

Типова помилка: беруть D_0 занадто малим. Товщина стінки в місці закладення рукоятки $h_c = (D_0 - d_p) / 2$ (див. рис. 2.12) не має бути менше 4 мм.

2.7.2. Розрахунок рукоятки з храповим механізмом

На рис. 2.13 показано одну з конструкцій храпового механізму («тріскачки»), що застосовуються в гвинтових механізмах.

Зусилля робітника передається від рукоятки 1 до гвинта 2 (або гайки, якщо вона є ведучим елементом) через вісь 3, собачку 4, жорстко насаджене на гвинт храпове колесо 5 і шпонку 7. Собачка виконана перекидною для реверсування руху, вона утримується в робочому положенні пружиною і скосами фіксатора 6. Зазвичай собачку виготовляють зі сталі з твердістю після загартування HRC > 45.

Розміри храпового колеса, так само як і інших деталей, вибирають довільно. Зазвичай беруть:

– зовнішній діаметр храпового колеса $D_X \approx 2d$ (рис. 2.14);

(Зверніть увагу, що тут під d розуміють зовнішній діаметр деталі, на яку надіто храпове колесо, а не зовнішній діаметр різьби!)

– товщину храпового колеса $B \approx (0,2 \dots 0,25) D_X$;

– кількість зубців $Z = 6 \dots 12$;

– ширину зубця в коловому напрямку $S = \pi D_X / 2Z$;

– відстань між осями гвинта і осі $X_1 \approx 0,75 D_X$;

– висоту зубця в радіальному напрямку $h_z \approx (0,6 \dots 0,8) D_X / Z$.

Після обчислення всіх розмірів округлюють до нормальних.

Собачка в зачепленні крім пружини утримується ще й дією моменту Ne (див. рис. 2.14), де N – нормальна сила в зачепленні; e – її плече.

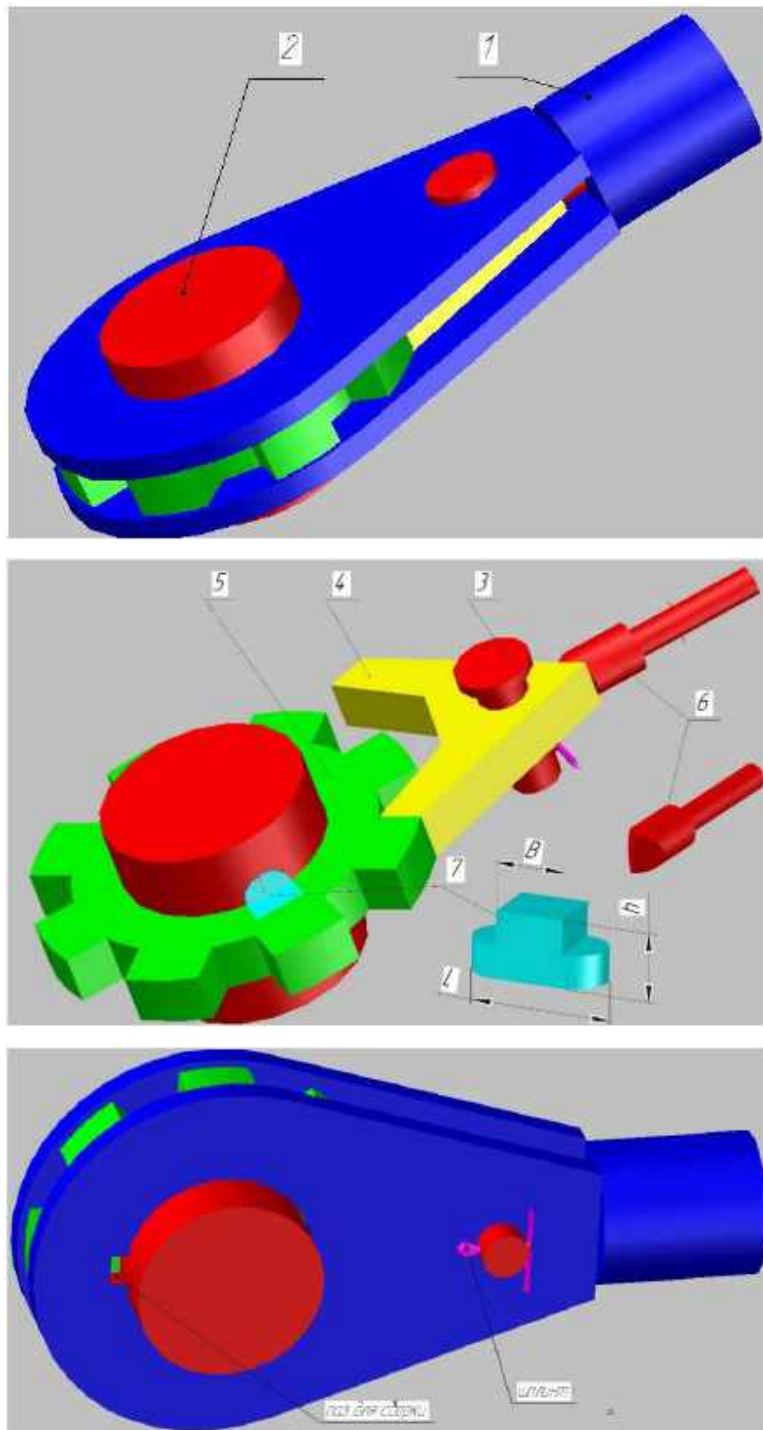


Рис. 2.13. Конструкція рукоятки з «тріскачкою»

Для храпового механізму розраховують зубець колеса на зминання та вигин, умовно припускаючи силу N прикладеною до вершини зубця. Вісь собачки розраховують на вигин і зріз, рукоятку в перерізі А-А – на вигин і розтягнення.

Крім того, перевіряють міцність з'єднання гвинт-храповик, яке буває шпонковим, штифтовим або профільним (наприклад, квадратним).

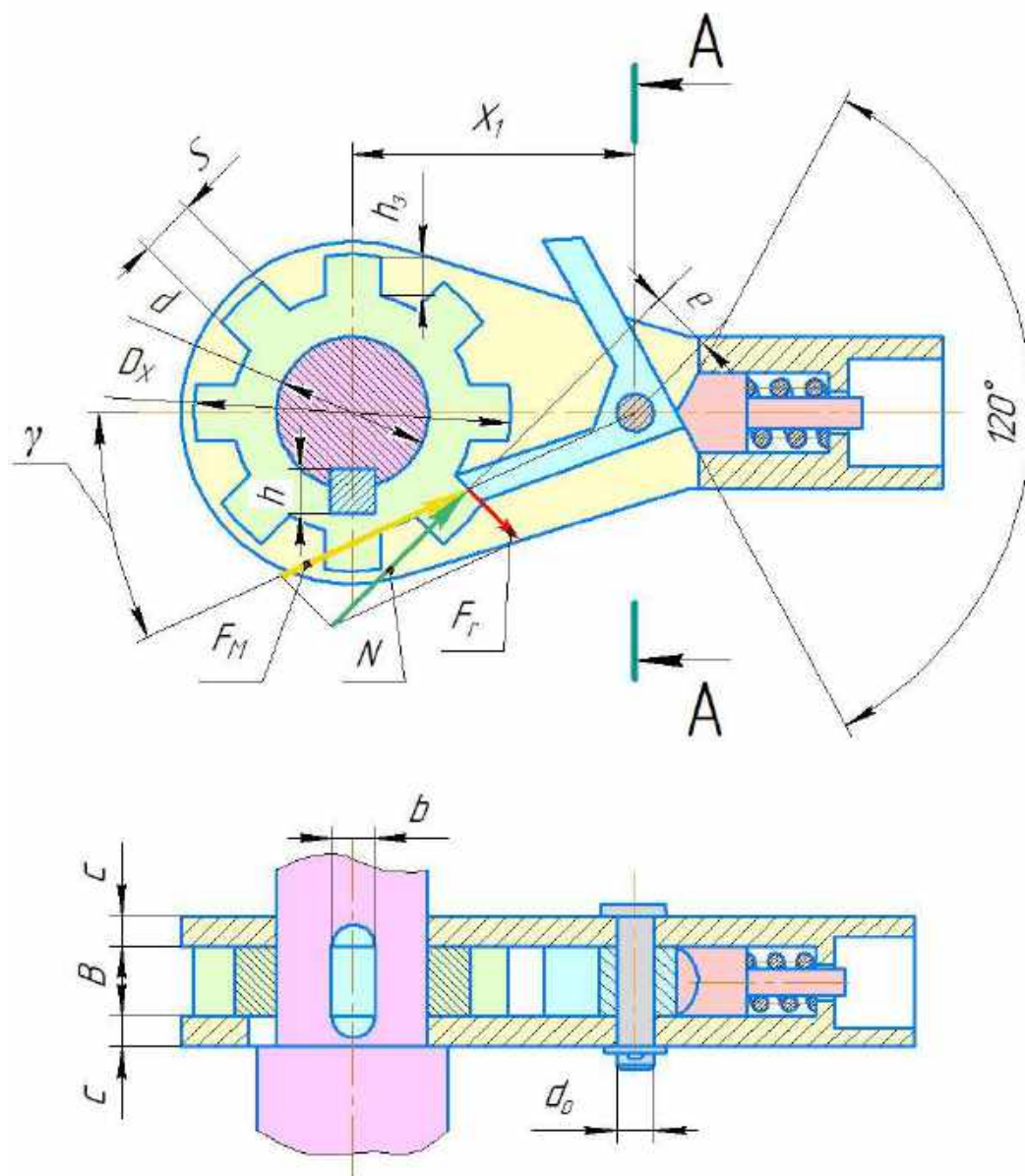


Рис. 2.14. Розрахункова схема рукоятки з «тріскачкою»

Умова міцності на згин

$$\sigma_{32} = \frac{M_p}{W_{no}} = \frac{N h_3 6}{B S^2} \leq [\sigma_{32}],$$

де нормальна сила $N = \frac{2M_p}{(d_X - h_3)}$; $[\sigma_{32}]$ – допустиме згинальне напруження для вибраного матеріалу **храпового колеса**. Храпове колесо виготовляють зі сталі з твердістю HRC > 30.

Напруження зминання $\sigma_{3m} = N / (h_3 B) \leq [\sigma_{3m}]$.

А ось тут $[\sigma_{3m}]$ слід брати для слабшого матеріалу в парі собачка-храповик. Зазвичай це храповик, але треба перевіряти.

На вісь собачки діє сила

$$F_M = \frac{M_P}{X_1 \sin \gamma},$$

де γ – кут між поздовжньою віссю рукоятки і напрямком дії сили F_M (визначається за кресленням після попереднього креслення храпового механізму в натуральну величину, див. рис. 2.14). Дія зосередженої сили F_M зумовлює виникнення в осі собачки:

– напружень зрізу (рис. 2.15, а)

$$\tau_{zp} = \frac{F}{A_{zp}} = \frac{4F_M}{2\pi d_0^2} \leq [\tau_{zp}];$$

– згину (вісь спрощено розглядають як балку на двох шарнірних опорах, рис. 2.15, б)

$$\sigma_{зг} = \frac{F_M(B+c)}{4 \cdot 0,1 d_0^3} \leq [\sigma_{зг}],$$

де $[\tau_{zp}]$ і $[\sigma_{зг}]$ знаходять за довідковою літературою для вибраного заздалегідь **матеріалу осі** собачки (зазвичай високовуглецеві сталі 35, 45, 65Г, 40Х та інші з термообробкою і твердістю до 250 НВ).

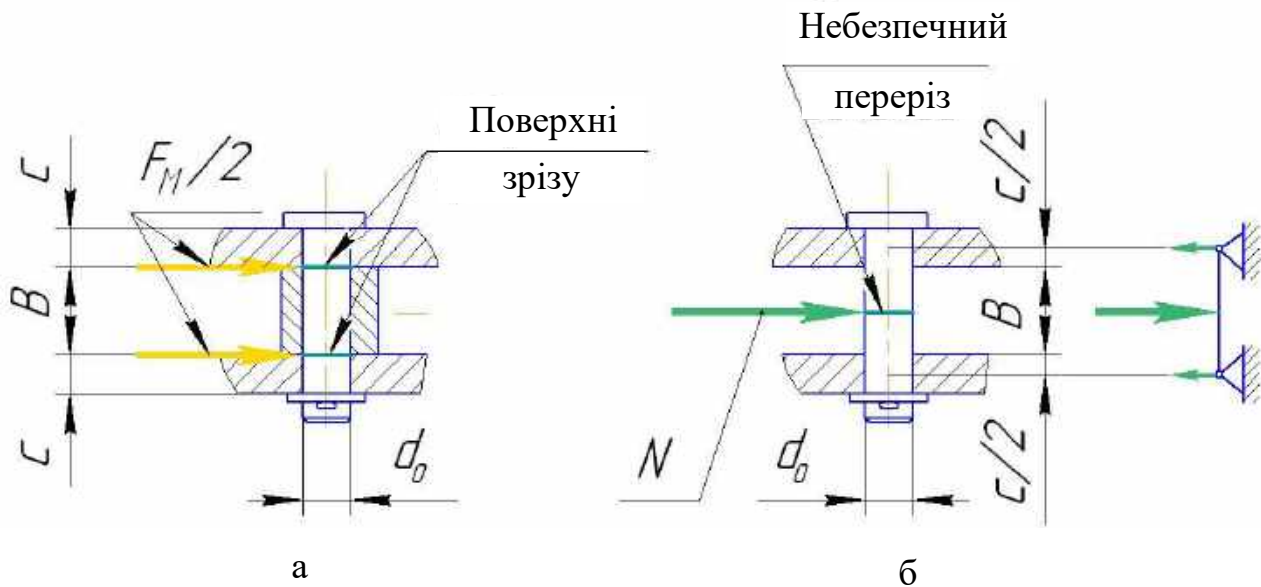


Рис. 2.15. Розрахункова схема осі собачки:

а – на зріз; б – на згин

Вісь собачки може бути як суцільним стрижнем з фіксацією шайбою та шплинтом (див. рис. 2.13), так і порожнистою трубкою або циліндричним стрижнем, заштифтованим в тілі собачки.

Рукоятка зазвичай лита (СЧ-15, АЛ-9, сталь), кована або зварена. Міцність в перерізі А-А (див. рис. 2.14) перевіряють на згин:

$$\sigma = \frac{M_P \left(1 - \frac{X_1}{l}\right)}{W} \leq [\sigma],$$

де W – момент опору перерізу А-А, $W = \frac{h_p(h_{AA}^3 - d_0^3)}{6h_{AA}} \leq [\sigma];$

h_p – товщина рукоятки у напрямку поздовжньої осі отвору у собачці,

$$h_p = B + 2C \text{ (див. рис. 2.14);}$$

h_{AA} – товщина рукоятки у напрямку, перпендикулярному до повздовжньої осі отвору у собачці у площині А-А, вимірюється на ескізі;

l – плече сили, що діє на рукоятку.

Розміри стандартної шпонки $b \times h$ (див. рис. 2.14) вибирають з каталогу за діаметром посадки храпового колеса на гвинт (стакан) і перевіряють на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{2M_p}{Zd(L-b)0,5h} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.25)$$

де Z – кількість шпонок (зазвичай одна); $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання для найменш міцного матеріалу (гвинта, шпонки або храпового колеса).

Якщо умова (2.25) не виконується, слід збільшити розміри шпонки (в першу чергу довжину $L < (B + C)$), а якщо це неможливо – ширину і висоту перерізу $b \times h$), погоджуючи їх зі стандартними. Якщо і цей варіант не підходить, можна застосувати нестандартну шпонку або вибрати інший спосіб передачі крутного моменту.

Шпонка працює і на зріз, однак стандартні розміри $b \times h$ підібрані з умови рівномірності на зріз і зминання, тому:

- якщо стандартна шпонка витримує зминання, вона витримує і зріз;
- якщо шпонка нестандартна (наприклад, її мінімальна довжина L занадто велика), то її треба перевіряти на зріз.

У разі профільної (квадратної) посадки храповика на гвинт без проміжку (рис. 2.16) перевіряють напруження зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{M_p}{2\left(\frac{a^2 B}{6}\right)} \leq [\sigma_{зм}].$$

Якщо задана схема механічного приводу гвинтового пристрою, то необхідно визначити потужність двигуна, розрахувати і викреслити задану передачу приводу.

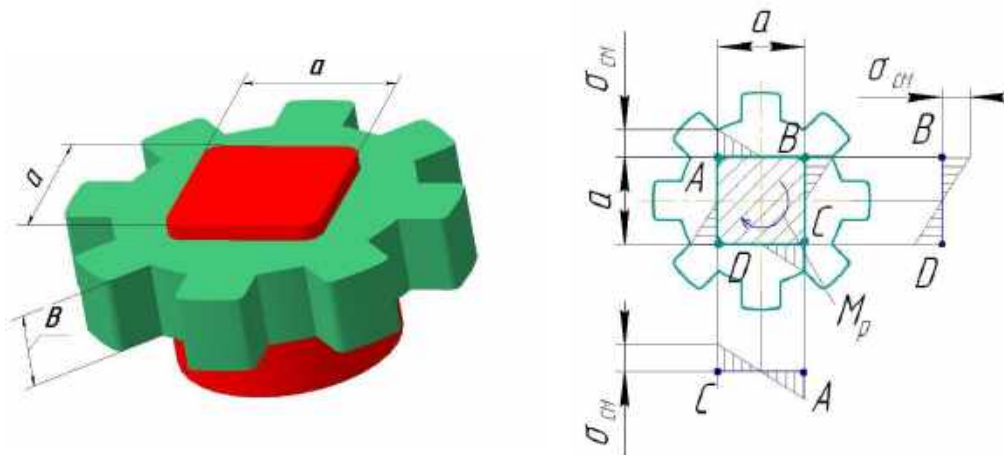


Рис. 2.16. Розрахункова схема і конструкція профільного з'єднання гвинта і храпового колеса

2.8. Розрахунок корпусних деталей

2.8.1. Розрахунок корпусів домкратів

2.8.1.1. Розрахунок корпусу звичайного домкрата

Корпуси домкратів при осьовому навантаженні до 10 кН зазвичай виготовляють литтям з легких сплавів (АЛ-7, АЛ-9, МЛ-9 та ін.), при великих навантаженнях – з чавуну або ливарної сталі. При цьому за умовами нормального заповнення форми розплавленим металом товщину стінки δ беруть не менше 6 мм. Тоді зовнішній діаметр корпусу в поєднанні з гайкою

$$d_{зовн} = D_{г} + 2(\delta + 2).$$

Корпус переважно виготовляють конічним (конус 1:10), з квадратною або круглою опорною плитою. Для полегшення конструкції в корпусі передбачають вирізи (рис. 2.17).

Корпус розраховують на стискування від заданого навантаження – сили F – і крутіння моментом гвинтової пари.

Так, наприклад, для перерізу А-А (див. рис. 2.17), в якому виникають нормальні та дотичні напруження,

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma],$$

де $\sigma = \frac{4F}{\pi d_{зовн}^2(1-\alpha^2)}$ – нормальні напруження від заданої сили F ;

$\tau = \frac{16T_{гп}}{\pi d_{зовн}^3(1-\alpha^4)}$ – дотичні напруження від моменту гвинтової пари;

$\alpha = \frac{d_{гн}}{d_{зовн}}$ – коефіцієнт повноти перерізу А-А;

$[\sigma]$ – допустиме напруження для матеріалу, з якого зроблений **корпус домкрата**.

Розміри опорної плити домкрата визначають розрахунком на зминання матеріалу, на який встановлюється домкрат. Зазвичай під нього підкладають м'які матеріали (дошки, шпали), для яких допустимі напруження зминання $[\sigma_{зм}] = 1,2...2$ МПа.

Рівняння міцності на зминання, з якого можна визначити зовнішній розмір плити D_1 (розмір D_2 визначають за ескізом):

– для круглої основи (рис. 2.18, а)

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{4F}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [\sigma_{зм}]; \quad (2.26)$$

– для квадратної (рис. 2.18, б)

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{A_{зм}} = \frac{F}{(D_1^2 - \frac{\pi}{4}D_2^2)} \leq [\sigma_{зм}].$$

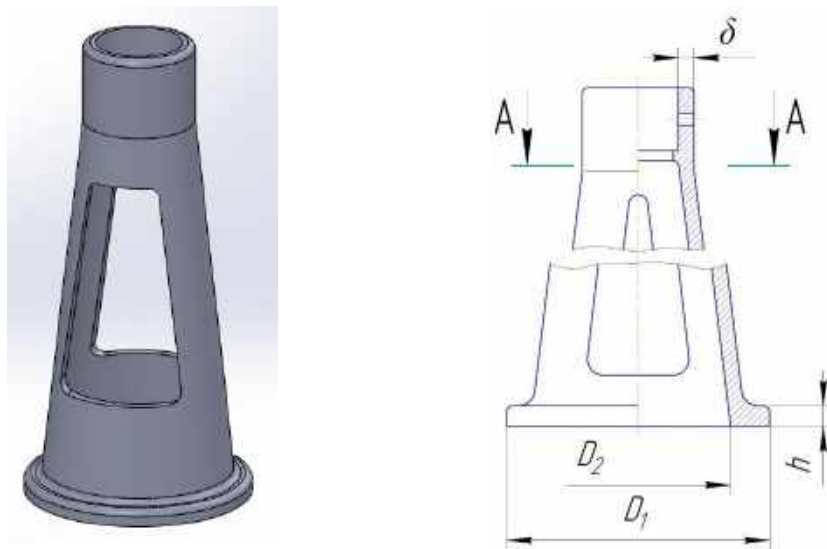


Рис. 2.17. Корпус домкрата

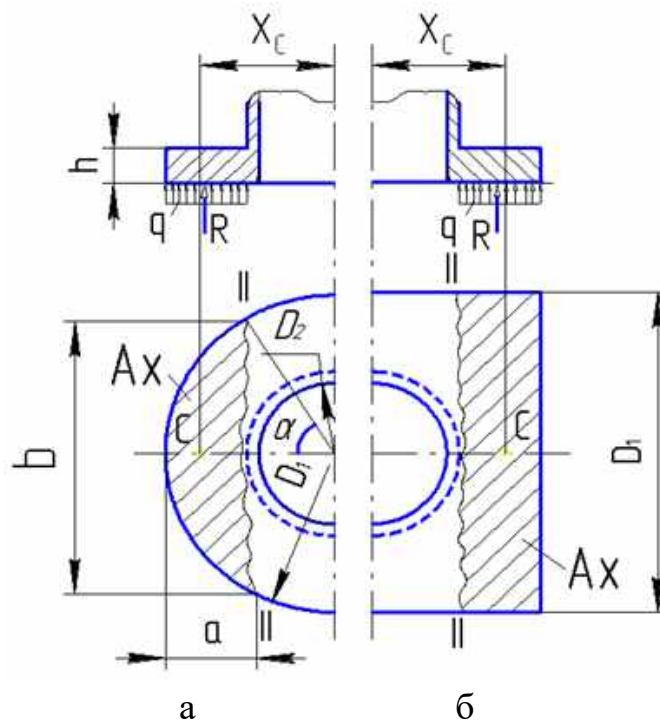


Рис. 2.18. Навантаження, які діють на опорну частину домкрата

Товщину плити h (див. рис. 2.17, 2.18) визначають з умови міцності на згин. Передбачається, що з боку основи на плиту діє рівномірно розподілене навантаження $q = F/A$, де A – площа плити, яку розраховують після визначення розміру D_1 і округлення його до найближчого стандартного з нормального ряду довжин.

Значення q не повинно перевищувати значення $[\sigma_{cm}]$ для матеріалу основи, на яку встановлено домкрат!

Згинальний момент в перерізі II-II (рис. 2.18, а) з достатнім ступенем точності можна визначити спрощено як

$$M = R \left(\frac{D_1}{2} - \frac{D_2}{2} - \delta \right),$$

де $R = qA_X$ – сумарна сила, що діє з боку опори на плиту. Тут A_X – площа заштрихованого сегмента: для круглої основи $A_X \approx \frac{2}{3}ab$ (розміри a і b найзручніше визначити виміром за ескізом); для квадратної – $A_X = 0,5D_1(D_1 - (D_2 + 2\delta))$.

Товщина **круглої** плити

$$h = \sqrt{\frac{6M}{b[\sigma_{32}]}}$$

де $[\sigma_{32}]$ – допустиме згинальне напруження для матеріалу, з якого виготовлено **копус домкрата**.

Для **прямокутної** плити в останній вираз замість b слід підставити D_1 .

Розраховане значення товщини округлюють до найближчого більшого нормального розміру, враховуючи, що за технологічними умовами лиття товщину рекомендується брати не менше 6 мм.

2.8.1.2. Розрахунок корпусу літакового домкрата

Одним з елементів гвинтового механізму аеродромного обслуговування є ложемент (рис. 2.19). Він призначений для підтримування частин літаків та інших об'ємних вантажів.

При розрахунку ложемента припускають, що навантаження інтенсивністю q (див. рис. 2.19) рівномірно розподілене по робочій поверхні ложемента довжиною близько $\frac{2}{3}l$ і рівнодіюча F' цього навантаження q прикладена посередині ділянки.

Небезпечним перерізом є переріз I-I. Напруження в ньому визначають як при згині консольної балки

$$\sigma_{32} = \frac{M}{W} \leq [\sigma_{32}].$$

Згинальний момент

$$M = F' \frac{2}{3} l,$$

де $F' = \frac{F}{2 \cos \alpha}$; $\alpha = 90 - \frac{\beta}{2}$ (зазвичай $\beta = 120 \dots 150^\circ$); $l = \frac{L}{2 \cos \alpha}$ (L – заданий розмір ложемента).

Момент опору визначають за формою перерізу. Для тавра з параметрами, зазначеними на рис. 2.20, $W = 0,029 h^3$. Тоді висота перерізу

$$h = \sqrt[3]{\frac{2F'l}{3 \cdot 0,029[\sigma]}}.$$

Допустиме напруження $[\sigma]$ визначають за довідковою літературою для **вибраного** матеріалу ложемента.

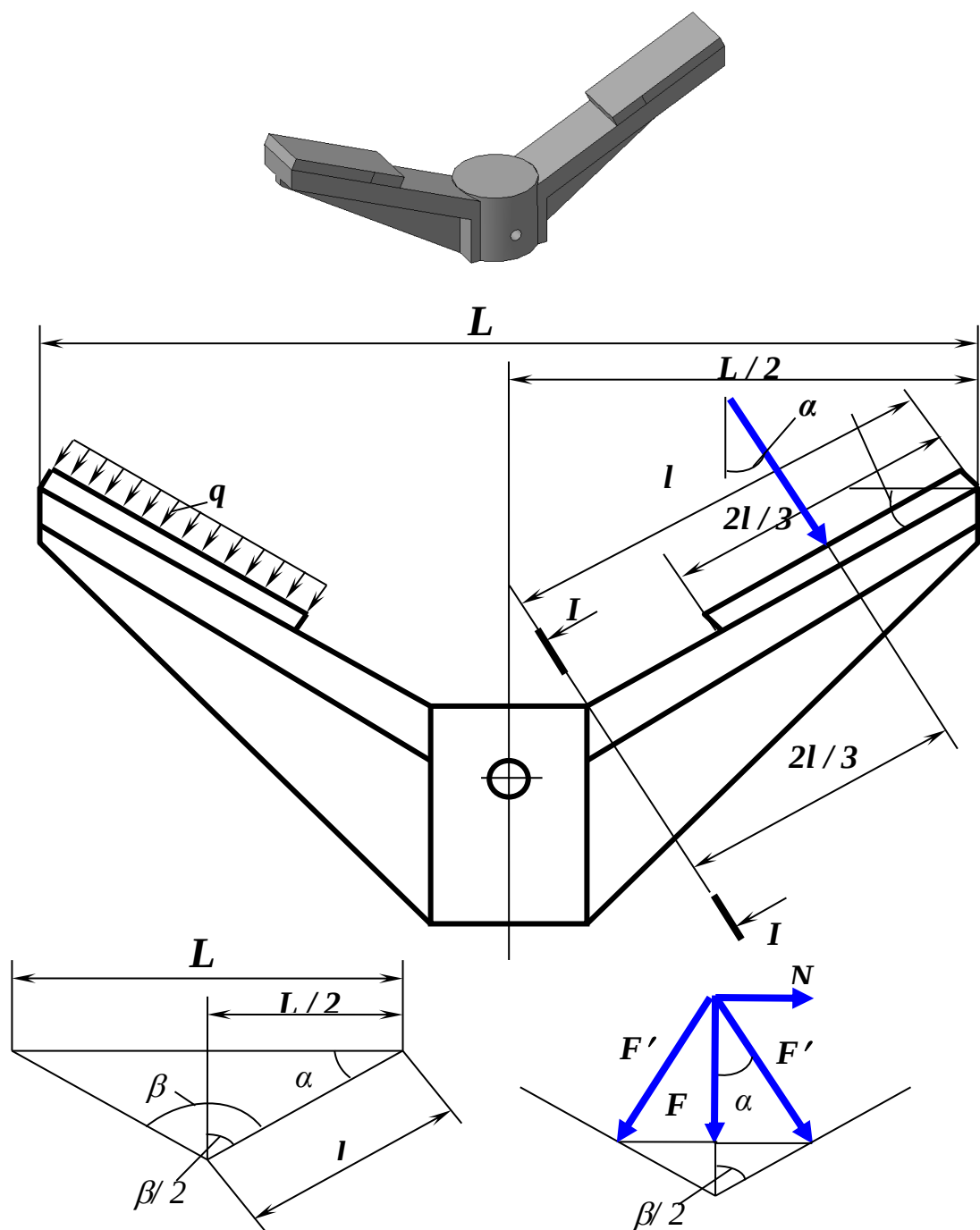


Рис. 2.19. Розрахункова схема ложемента

Напруженнями зрізу нехтують.

Корпуси гвинтових механізмів аеродромного обслуговування зазвичай являють собою зварену просторову конструкцію, виготовлену із сталевих (25, 30ХГС), дюралюмінієвих (Д16) або алюмінієвих труб або куточків.

Для розрахунку труб необхідно задатися кутом $\gamma = 12...15^\circ$ (рис. 2.21) і визначити:

– силу, що стискає підкіс:

$$S = \frac{F \cos \gamma}{3},$$

– силу, що згинає підкіс:

$$Q = \frac{F \sin \gamma}{3},$$

– висоту опорної частини домкрата

$b = H_{\max} - L_{\Gamma} - 0,5H_{\Gamma}$, де $H_{\max}$, L_{Γ} – задані висота домкрата і хід гвинта;

– відстань від основи до перемичок

$a = (1/3 \dots 1/4) b$;

– довжину частини стояка від корпусу до перемичок

$$l_c = \frac{b - a}{\cos \gamma};$$

– довжину частини від основи до перемичок

$$c = \frac{a}{\cos \gamma}.$$

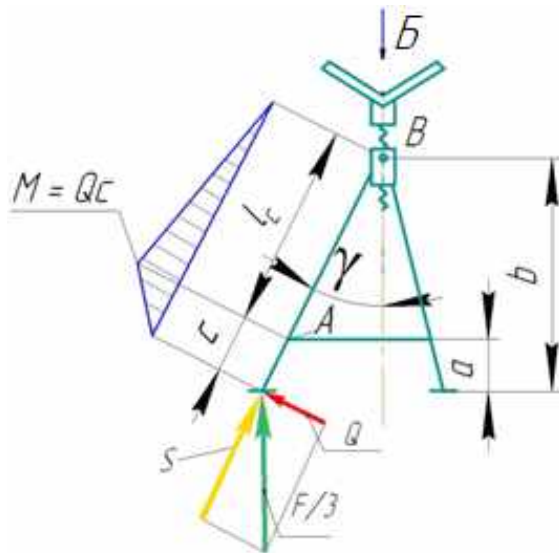


Рис. 2.21. Розрахункова схема корпусу аеродромного домкрата

Підкоси з'єднані поперечними зв'язками. Зусилля S_0 , що виникає в цих зв'язках під дією сили Q , можна знайти, нехтуючи тертям між стояками і основою:

$$S_0 = \frac{Q(l_c + c)}{2(b - a) \cos 30^\circ}.$$

Підкіс працює на поздовжній вигин під дією сили S і поперечний вигин під дією сили Q . Напруження в ньому визначають за формулою

$$\sigma = \frac{S}{\varphi A} \pm \frac{Qc}{W} \leq [\sigma], \quad (2.27)$$

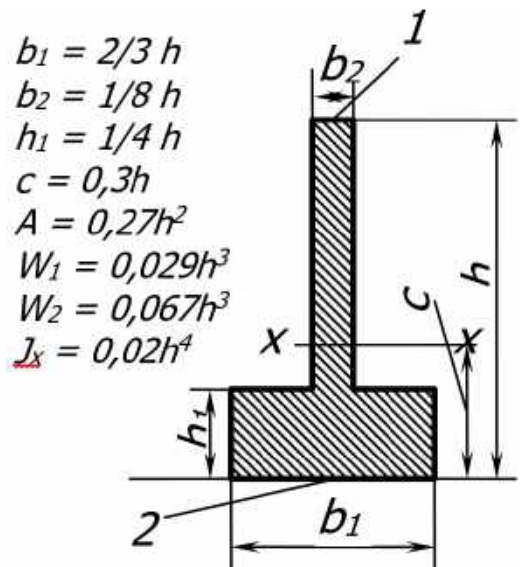
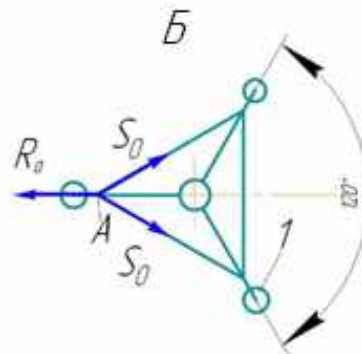


Рис. 2.20. Тавровий переріз



де $A = \frac{\pi d_{3TP}^2}{4} (1 - \alpha^2)$ і $W = \frac{\pi d_{3TP}^3}{32} (1 - \alpha^4)$ – відповідно площа і осьовий момент опору поперечного перерізу підкоса (труби); d_{3TP} – зовнішній діаметр труби.

Розрахунок зручно виконувати у такій послідовності.

Вважають, наприклад, що підкоси виконано зі стандартних труб. Задаються гнучкістю підкоса $[\lambda] = 100 \dots 120$ і коефіцієнтом зведення довжини $\nu = 1$ і знаходять зовнішній діаметр труби

$$d_{3TP} = \frac{l_c}{0,25[\lambda] \sqrt{1 + \alpha_{TP}^2}}.$$

Вибравши найближчий більший стандартний діаметр труби (див. дод. 5) з товщиною стінки 2...3 мм, перераховують α_{TP} і перевіряють її міцність за нормальними напруженнями (див. формулу (2.27)). Допустиме напруження вибирають або обчислюють для **матеріалу труби**.

Труби зварюють між собою і приварюють до корпусу електричним або газовим зварюванням. Для важкозварюваних матеріалів застосовують різьбове з'єднання елементів. Кінці труб підганяються фасонними зрізами, скосами та ін., тому вид зварного шва виходить складним, його периметр зазвичай більше периметра труби в нормальному перерізі. Розрахунок таких швів можна виконувати умовно (вважаючи, що шов розташований в нормальному перерізі елемента, що зварюється (рис. 2.22, а)) за формулою

$$\tau' = \frac{S}{\pi d_{3TP} 0,7K} \leq [\tau'_{зр}],$$

де K – катет зварного шва, який задають залежно від розміру конструкції корпусу, але не менше 3 мм; $[\tau'_{зр}]$ – допустиме напруження зварного шва, беруть залежно від матеріалу електрода або дроту.

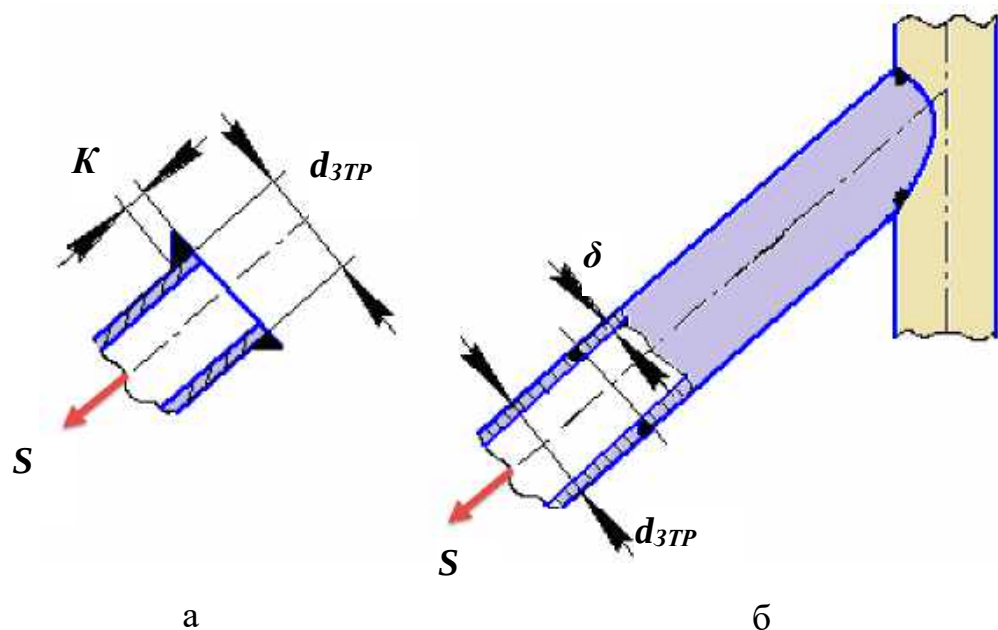


Рис. 2.22. З'єднання труб зварюванням

Тонкостінні труби проварюються на всю товщину, утворюючи шов встик, тому їх розрахунок виконують аналогічно розрахунку самої труби біля шва або умовно в нормальному перерізі труби (рис. 2.22, б) за формулою

$$\sigma = \frac{S}{\pi d_{зтр} \delta} \leq [\sigma'],$$

де $[\sigma']$ – допустиме напруження розтягування наплавленого шва.

Опорною частиною домкрата є круглі металеві пластини 1 (див. рис. 2.21), площу яких визначають з умови міцності на зминання за формулою (2.26), в якій слід замінити F на $F/3$.

2.8.2. Розрахунок корпусів знімачів

До корпусних деталей знімача належать власне корпус (з траверсою або без неї) і захоплювачі, які можуть вільно переміщатися вздовж траверси (див. рис. 1.8, а) або повертатися навколо осі (див. рис. 1.8, б).

У знімачу, зображеному на рис. 2.23, захоплювач є рухливим відносно траверси, він утворює в з'єднанні деякий проміжок.

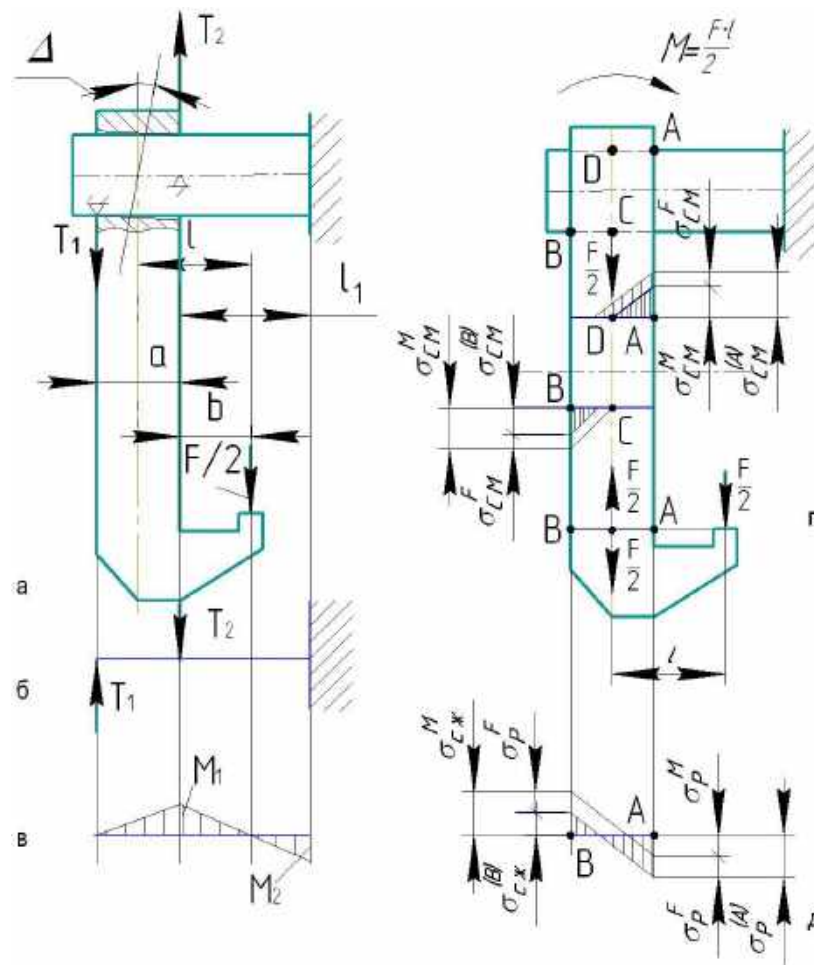


Рис. 2.23. Розрахункова схема корпусу знімача з траверсою

При навантаженні силою $F/2$ захоплювач повернеться на малий кут Δ , і його можна розглядати як консольну балку на двох опорах в точках А і В з реакціями

$$T_1 = \frac{Fb}{2a} \text{ і } T_2 = \frac{F(a+b)}{2a}.$$

Реакції у траверсі спричиняють згинальні моменти (рис. 2.23, в) з нульовою точкою під напрямком дії сили $F/2$.

Величини згинальних моментів відповідно становлять

$$M_1 = \frac{F}{2}b \text{ і } M_2 = -\frac{F}{2}(l_1 - b),$$

за ними з умови міцності на згин визначають розміри перерізу траверси

$$\sigma_{z(1,2)} = \frac{M_{(1,2)}}{W_{no(1,2)}} \leq [\sigma_{z}],$$

де $[\sigma_{z}]$ – допустиме згинальне напруження для матеріалу **корпусу**.

При з'єднанні захоплювача і траверси без зазору на поверхні отвору виникають напруження зминання, спричинені дією зведеної сили $F/2$ і моменту $M = 0,5Fl$. Сумарні напруження зминання показано на рис. 2.23, г, їх розрахунок можна виконати за рівнянням (2.24).

Розрахунок захоплювача в прямолінійній частині (А – В) (рис. 2.23, д) виконують за позацентровим навантаженням при спільній дії розтягування і вигину, враховуючи, що в точці А напруження від розтягування і вигину одного знака і тому складаються:

$$\sigma_A = \frac{F}{2A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma], \quad (2.28)$$

а в точці В – різного і тому віднімаються:

$$\sigma_B = \frac{F}{2A} - \frac{M}{W} \leq [\sigma]. \quad (2.29)$$

Таким чином, напруження в поперечному перерізі захоплювача розподіляються несиметрично відносно нейтральної осі, тому для рівномірності профілю і зниження маси виробу має сенс використовувати несиметричні форми перерізу захоплювача, наприклад тавр (див. рис. 2.20) або трапецію.

При використанні несиметричного профілю врахуйте, що в формули (2.28) і (2.29) треба підставляти різні W ! На рис. 2.20 наведено значення моменту опору як для внутрішніх волокон (точка А, W_2), так і для зовнішніх перерізів (точка В, W_1).

У деяких випадках слід використовувати і різні допустимі напруження: в точці А – для розтягування, в точці В – для стиснення. У крихких матеріалів, наприклад чавуну, ці напруження істотно відрізняються.

Розрахунок елементів корпусу **знімача з захоплювачами, що повертаються** (рис. 2.24), виконуємо у такій послідовності:

1. Задаємо матеріал осі (див. рекомендації в підрозд. 2.5.2) і товщину a . Зазвичай корпус виготовляють литтям, тому доцільно взяти цю величину не менше 6 мм за умови нормального заповнення форми металом. Приймавши

$b = 2a$, визначаємо з розрахунку на згин діаметр d_o осі обертання захоплювача

$$\sigma_{зг} = \frac{32F(a+b)}{4X\pi d_o^3} \leq [\sigma_{зг}],$$

округляємо його до найближчої більшої стандартної величини d і перевіряємо вісь на зріз

$$\tau_{зр} = \frac{4 \cdot F}{iX\pi d^2} \leq [\tau_{зр}],$$

де X – кількість захоплювачів; i – кількість зрізів ($i = 2$), $[\sigma_{зг}]$, $[\tau_{зр}]$ – відповідно допустимі напруження згину та зрізу для матеріалу **осі**.

2. Перевіряємо розмір a за умовою міцності на зминання

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{2Xad} \leq [\sigma_{зм}].$$

3. З умови міцності на розтягування знаходимо розмір l_1 небезпечного перерізу I-I, ослабленого отвором:

$$\sigma_P = \frac{F}{X(l_1 - d)b} \leq [\sigma_P];$$

$$l_1 = d + \frac{F}{Xb[\sigma_P]}.$$

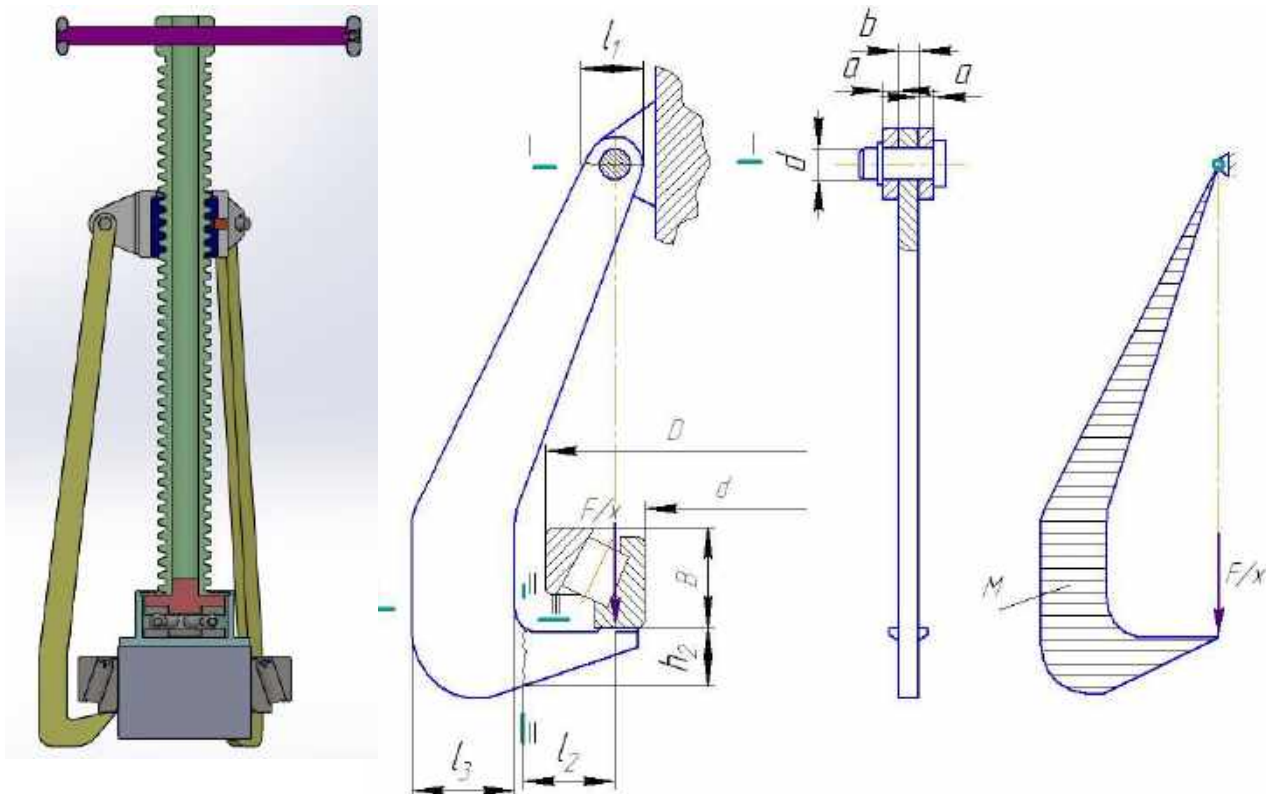


Рис. 2.24. Розрахункова схема корпусу знімача з захоплювачами, що повертаються

4. Розмір перерізу II-II визначаємо з розрахунку на згин

$$\sigma_{32} = \frac{6Fl_2}{Xbh_2^2} \leq [\sigma_{32}];$$

$$h_2 = \sqrt{\frac{6Fl_2}{Xb[\sigma_{32}]}}.$$

Розмір l_2 визначають при ескізному проєктуванні знімача.

Для цього слід виписати з каталогу розміри підшипника, що знімається (див. дод. 6): внутрішній діаметр d , зовнішній D і ширину H або B , і зобразити його на ескізі виробу.

5. Розмір перерізу III-III визначаємо з розрахунку на згин і розтягнення

$$\sigma = \frac{F}{Xbl_3} + \frac{6F(l_2 + 0,5l_3)}{Xbl_3^2} \leq [\sigma_{32}];$$

$$l_3 = \frac{2F + \sqrt{4F^2 + 6Fl_2[\sigma_{32}]Xb}}{X[\sigma_{32}]b}.$$

2.8.3. Розрахунок корпусів пресів

Корпус преса може бути литим, звареним та комбінованим. На рис. 2.25 показано конструкцію корпусу преса з одним стояком в литому виконанні, розрахунок якого можна виконати у такій послідовності:

1. Задають профіль перерізу I-I у відносних одиницях (наприклад, тавра з рис. 2.20). З умови міцності на згин

$$\sigma_{32} = \frac{M}{W_X} \leq [\sigma_{32}]$$

визначають характерний розмір $h = h_I$. Для таврового перерізу з параметрами, зазначеними на рис. 2. 20 (і тільки для цих співвідношень!),

$$h_I = \sqrt[3]{\frac{FH}{0,029[\sigma_{32}]}}.$$

2. Задають розмір $h_{II} \approx 1,1h_I$ (округливши до нормального!) і перевіряють переріз II-II на міцність з урахуванням напружень згину і розтягування:

$$\sigma_P = \frac{F(H+c)}{W_P} + \frac{F}{A} \leq [\sigma] \text{ і } \sigma_C = \frac{F(H+c)}{W_C} - \frac{F}{A} \leq [\sigma],$$

де σ_P , σ_C – напруження розтягування і стискання відповідно;

W_P і W_C – момент опору відносно нейтральної осі для розтягнутих і стиснутих волокон (див. пояснення до формул (2.28), (2.29)).

Для таврового перерізу з параметрами відповідно до рис. 2.20 (і тільки для цього тавра!)

$$W_P = 0,067h^3, W_C = 0,029h^3.$$

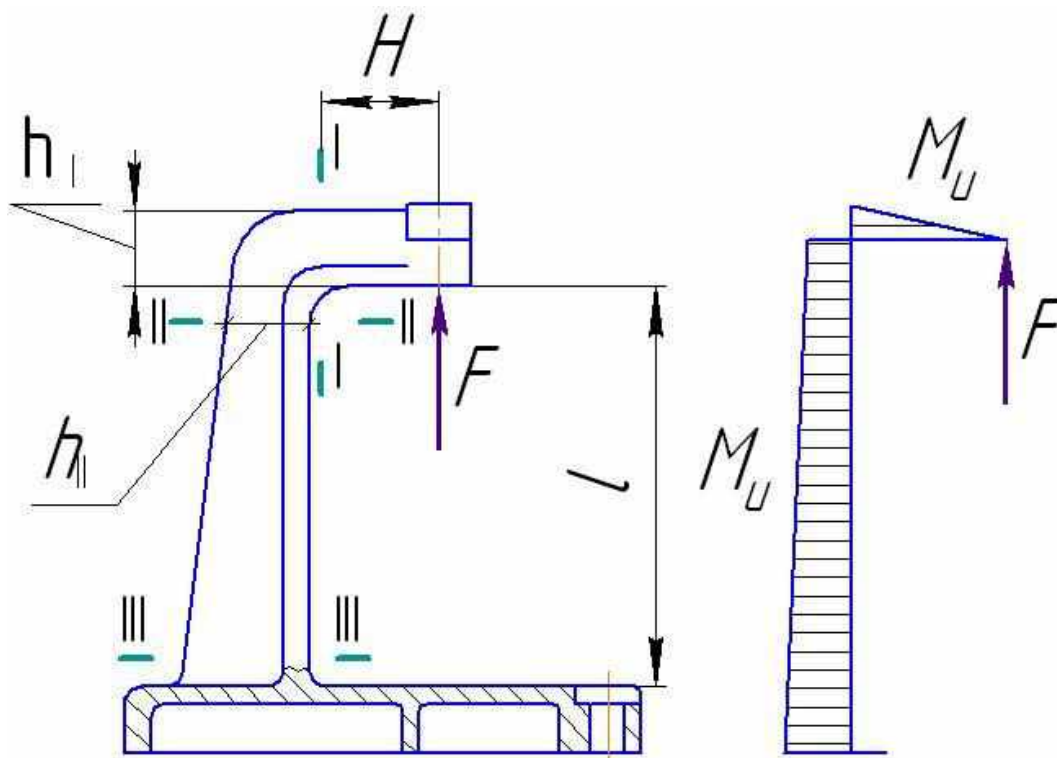


Рис. 2.25. Розрахункова схема корпусу преса з одним стояком

Розрахунок перерізу III-III аналогічний розрахунку перерізу II-II.

Конструкції пресів з двома стояками (див. рис. 1.7) являють собою замкнуті рами, розрахунок елементів яких можна виконати з урахуванням вузлових моментів закладення.

Зазвичай в станинах пресів нижня поперечка являє собою плиту великої жорсткості, тому схема рами складається з верхньої поперечки і двох стояків, закладених біля основи (рис. 2.26, а). Станину преса розраховують на вигин під дією сили F .

Крім того, під дією крутного моменту гвинтової пари $T_{ГП}$ консольна частина вигинається в горизонтальній площині, а перерізи стояків скручуються. Останні напруження невеликі і зазвичай не враховуються.

Посередині траверси, розташованої в горизонтальній площині, під дією моменту гвинтової пари $T_{ГП}$ виникає згинальний момент, який дорівнює $T l_1$.

Отже, стояки преса працюють на розтягнення від дії сили $0,5F$ і на вигин від дії сили Q , перпендикулярної до площини креслення.

Поперечка під дією сили F (рис. 2.26, б) повертається над опорою на кут

$$\varphi_1 = \frac{F l_1^2}{16 E_1 J_1}.$$

Стояк під дією моменту закладення деформується на кут (рис. 2.26, в)

$$\varphi_2 = \frac{M l_2}{E_2 J_2}.$$

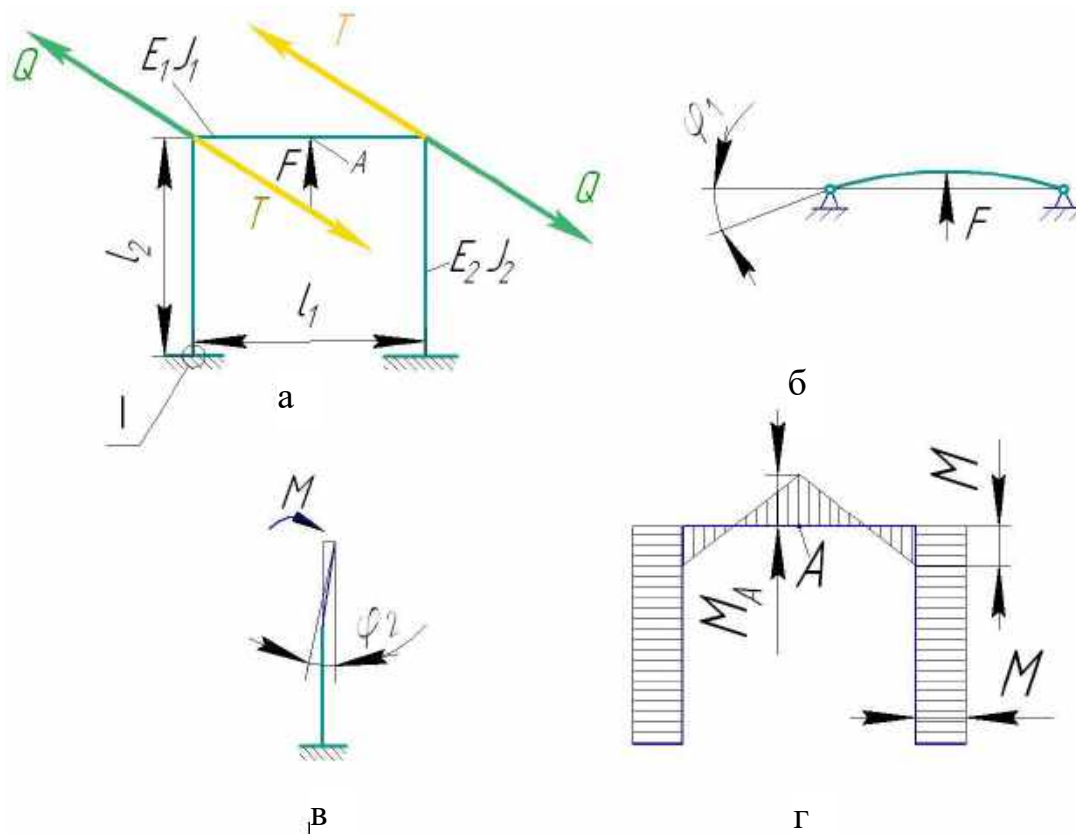


Рис. 2.26. Розрахункова схема корпусу преса з двома стояками
(I – різьбове з'єднання стояків і основи преса)

З умови рівності кутових деформацій $|\varphi_1| = |\varphi_2|$ визначають момент закладення

$$M = \frac{Fl_1^2}{16l_2} \frac{E_2J_2}{E_1J_1}.$$

Момент в точці А поперечки знаходять за формулою

$$M_A = \frac{Fl_1}{4} - M = \frac{Fl_1}{4} \left(1 - \frac{l_1}{4l_2} \frac{E_2J_2}{E_1J_1}\right).$$

На рис. 2.26, з показано епюри згинальних моментів в елементах рами. Очевидно, поперечку слід розраховувати на вигин, а стояки – на розтягування і вигин.

Розрахунок різьби стояків (див. рис. 2.26) з урахуванням сили попереднього зтягування виконують у такій послідовності:

1. Визначають силу попереднього зтягування

$$F_3 = K_3(1 - \chi)F_1,$$

де F_1 – сила, що діє на один стояк; K_3 – коефіцієнт запасу зтягування.

При постійному навантаженні беруть $K_3 = 1,2 \dots 1,7$; χ – коефіцієнт основного навантаження. Для сталевих і чавунних деталей без пружних прокладок $\chi = 0,2 \dots 0,3$.

2. Визначають зусилля з урахуванням кручення при зтягуванні

$$F_p = 1,3F_3 + \chi F_1.$$

3. Визначають внутрішній діаметр різьби на стояку

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\sigma_p]}},$$

де $[\sigma_p]$ – допустиме напруження на розтягнення для матеріалу стояка.

За діаметром d_1 підбирають стандартну метричну різьбу.

3. ПОРЯДОК ПРОЄКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕДАЧЕЮ ГВИНТ-ГАЙКА

1. Визначення вхідних даних:

а) основними вхідними даними при проєктуванні механізмів з гвинтовою передачею є осьова сила F , що діє на гвинт, і хід гвинта. Технічним завданням можуть бути визначені й інші параметри. Для знімачів підшипників необхідні для розрахунку розміри підшипника наведено в каталогах;

б) матеріали гвинта і гайки призначають, якщо вони не задані. Для гвинтових передач з тертям ковзання матеріали вибирають за дод. 1 та табл. 2.5;

в) вибирають, якщо не заданий, тип різьби.

2. Розрахунок гвинта:

а) будують епюри розподілу навантажень уздовж осі гвинта (див. рис. 2.3) і визначають небезпечний переріз;

б) діаметр гвинта визначають за умовами міцності з урахуванням стійкості (формула (2.5)), гнучкості (формула (2.6)) і зносостійкості (формула (2.8)). Для різьби кочення додатково використовують умову контактної міцності (формула (4.4));

в) за знайденими значеннями діаметрів d_1 і d_2 вибирають найближчу стандартну різьбу, в якій d_{1cm} і d_{2cm} більше розрахованих. Виписують маркування вибраної різьби, яке містить:

- умовне позначення різьби (S – для упорної, Tr – для трапецеїдальної);
- зовнішній діаметр d і крок P , розділені знаком «х»;
- номер стандарту.

Розміри трапецеїдальної різьби виписують з табл. 3.1, упорної – з табл. 3.2:

Таблиця 3.1

Розміри, мм, в порядку зростання d_1				Розміри, мм, в порядку зростання d_2			
Внутрішній d_1	Середній d_2	Зовнішній d	Крок P	Середній d_2	Внутрішній d_1	Зовнішній d	Крок P
11,0	12,5	14,0	3,0	12,5	11,0	14,0	3,0
12,0	13,0	14,0	2,0	13,0	12,0	14,0	2,0
12,0	14,0	16,0	4,0	14,0	12,0	16,0	4,0
14,0	15,0	16,0	2,0	15,0	14,0	16,0	2,0
14,0	16,0	18,0	4,0	16,0	14,0	18,0	4,0
14,0	18,0	22,0	8,0	17,0	16,0	18,0	2,0

Продовження табл. 3.1

Розміри, мм, в порядку зростання d ₁				Розміри, мм, в порядку зростання d ₂			
Внутрішній d ₁	Середній d ₂	Зовнішній d	Крок Р	Середній d ₂	Внутрішній d ₁	Зовнішній d	Крок Р
16,0	17,0	18,0	2,0	18,0	14,0	22,0	8,0
16,0	18,0	20,0	4,0	18,0	16,0	20,0	4,0
16,0	20,0	24,0	8,0	19,0	18,0	20,0	2,0
17,0	19,5	22,0	5,0	19,5	17,0	22,0	5,0
18,0	19,0	20,0	2,0	20,0	16,0	24,0	8,0
18,0	22,0	26,0	8,0	20,5	19,0	22,0	3,0
19,0	20,5	22,0	3,0	21,0	20,0	22,0	2,0
19,0	21,5	24,0	5,0	21,5	19,0	24,0	5,0
20,0	21,0	22,0	2,0	22,0	18,0	26,0	8,0
20,0	24,0	28,0	8,0	22,5	21,0	24,0	3,0
20,0	25,0	30,0	10,0	23,0	22,0	24,0	2,0
21,0	22,5	24,0	3,0	23,5	21,0	26,0	5,0
21,0	23,5	26,0	5,0	24,0	20,0	28,0	8,0
22,0	23,0	24,0	2,0	24,5	23,0	26,0	3,0
22,0	27,0	32,0	10,0	25,0	20,0	30,0	10,0
23,0	24,5	26,0	3,0	25,0	24,0	26,0	2,0
23,0	25,5	28,0	5,0	25,5	23,0	28,0	5,0
24,0	25,0	26,0	2,0	26,5	25,0	28,0	3,0
24,0	27,0	30,0	6,0	27,0	22,0	32,0	10,0
24,0	29,0	34,0	10,0	27,0	24,0	30,0	6,0
25,0	26,5	28,0	3,0	27,0	26,0	28,0	2,0
26,0	27,0	28,0	2,0	28,5	27,0	30,0	3,0
26,0	29,0	32,0	6,0	29,0	24,0	34,0	10,0
26,0	31,0	36,0	10,0	29,0	26,0	32,0	6,0
27,0	28,5	30,0	3,0	30,5	29,0	32,0	3,0
28,0	31,0	34,0	6,0	31,0	26,0	36,0	10,0
28,0	33,0	38,0	10,0	31,0	28,0	34,0	6,0
29,0	30,5	32,0	3,0	32,5	31,0	34,0	3,0
30,0	33,0	36,0	6,0	33,0	28,0	38,0	10,0
30,0	35,0	40,0	10,0	33,0	30,0	36,0	6,0
31,0	32,5	34,0	3,0	34,5	31,0	38,0	7,0
31,0	34,5	38,0	7,0	34,5	33,0	36,0	3,0
32,0	35,0	38,0	6,0	35,0	30,0	40,0	10,0
32,0	37,0	42,0	10,0	35,0	32,0	38,0	6,0
32,0	38,0	44,0	12,0	36,5	33,0	40,0	7,0
33,0	34,5	36,0	3,0	36,5	35,0	38,0	3,0
33,0	36,5	40,0	7,0	37,0	32,0	42,0	10,0
34,0	37,0	40,0	6,0	37,0	34,0	40,0	6,0
35,0	36,5	38,0	3,0	38,0	32,0	44,0	12,0
35,0	38,5	42,0	7,0	38,5	35,0	42,0	7,0
36,0	39,0	42,0	6,0	38,5	37,0	40,0	3,0
36,0	40,0	44,0	8,0	39,0	36,0	42,0	6,0
36,0	41,0	46,0	10,0	40,0	36,0	44,0	8,0

Продовження табл. 3.1

Розміри, мм, в порядку зростання d ₁				Розміри, мм, в порядку зростання d ₂			
Внутрішній d ₁	Середній d ₂	Зовнішній d	Крок Р	Середній d ₂	Внутрішній d ₁	Зовнішній d	Крок Р
37,0	38,5	40,0	3,0	40,5	37,0	44,0	7,0
37,0	40,5	44,0	7,0	40,5	39,0	42,0	3,0
38,0	42,0	46,0	8,0	41,0	36,0	46,0	10,0
38,0	43,0	48,0	10,0	42,0	38,0	46,0	8,0
39,0	40,5	42,0	3,0	42,5	41,0	44,0	3,0
40,0	44,0	48,0	8,0	43,0	38,0	48,0	10,0
40,0	45,0	50,0	10,0	44,0	40,0	48,0	8,0
41,0	42,5	44,0	3,0	44,5	43,0	46,0	3,0
41,0	48,0	55,0	14,0	45,0	40,0	50,0	10,0
42,0	46,0	50,0	8,0	46,0	42,0	50,0	8,0
42,0	47,0	52,0	10,0	46,5	45,0	48,0	3,0
43,0	44,5	46,0	3,0	47,0	42,0	52,0	10,0
43,0	49,0	55,0	12,0	48,0	41,0	55,0	14,0
44,0	48,0	52,0	8,0	48,0	44,0	52,0	8,0
45,0	46,5	48,0	3,0	48,5	47,0	50,0	3,0
46,0	50,5	55,0	9,0	49,0	43,0	55,0	12,0
46,0	53,0	60,0	14,0	50,5	46,0	55,0	9,0
47,0	48,5	50,0	3,0	50,5	49,0	52,0	3,0
47,0	51,0	55,0	8,0	51,0	47,0	55,0	8,0
48,0	54,0	60,0	12,0	53,0	46,0	60,0	14,0
49,0	50,5	52,0	3,0	53,5	52,0	55,0	3,0
49,0	57,0	65,0	16,0	54,0	48,0	60,0	12,0
51,0	55,5	60,0	9,0	55,5	51,0	60,0	9,0
52,0	53,5	55,0	3,0	56,0	52,0	60,0	8,0
52,0	56,0	60,0	8,0	57,0	49,0	65,0	16,0
54,0	62,0	70,0	16,0	58,5	57,0	60,0	3,0
55,0	60,0	65,0	10,0	60,0	55,0	65,0	10,0
57,0	58,5	60,0	3,0	62,0	54,0	70,0	16,0
59,0	67,0	75,0	16,0	63,0	61,0	65,0	4,0
60,0	65,0	70,0	10,0	65,0	60,0	70,0	10,0
61,0	63,0	65,0	4,0	67,0	59,0	75,0	16,0
64,0	72,0	80,0	16,0	68,0	66,0	70,0	4,0
65,0	70,0	75,0	10,0	70,0	65,0	75,0	10,0
65,0	75,0	85,0	20,0	72,0	64,0	80,0	16,0
66,0	68,0	70,0	4,0	73,0	71,0	75,0	4,0
67,0	76,0	85,0	18,0	75,0	65,0	85,0	20,0
70,0	75,0	80,0	10,0	75,0	70,0	80,0	10,0
70,0	80,0	90,0	20,0	76,0	67,0	85,0	18,0
71,0	73,0	75,0	4,0	78,0	76,0	80,0	4,0
72,0	81,0	90,0	18,0	79,0	73,0	85,0	12,0
73,0	79,0	85,0	12,0	80,0	70,0	90,0	20,0
75,0	85,0	95,0	20,0	81,0	72,0	90,0	18,0

Закінчення табл. 3.1

Розміри, мм, в порядку зростання d ₁				Розміри, мм, в порядку зростання d ₂			
Внутрішній d ₁	Середній d ₂	Зовнішній d	Крок Р	Середній d ₂	Внутрішній d ₁	Зовнішній d	Крок Р
76,0	78,0	80,0	4,0	82,5	80,0	85,0	5,0
77,0	86,0	95,0	18,0	83,0	81,0	85,0	4,0
78,0	84,0	90,0	12,0	84,0	78,0	90,0	12,0
80,0	82,5	85,0	5,0	85,0	75,0	95,0	20,0
80,0	90,0	100,0	20,0	86,0	77,0	95,0	18,0
81,0	83,0	85,0	4,0	87,5	85,0	90,0	5,0
83,0	89,0	95,0	12,0	88,0	86,0	90,0	4,0
85,0	87,5	90,0	5,0	89,0	83,0	95,0	12,0
86,0	88,0	90,0	4,0	90,0	80,0	100,0	20,0
88,0	94,0	100,0	12,0	92,5	90,0	95,0	5,0

Таблиця 3.2

Розміри, мм, в порядку зростання d ₁				Розміри, мм, в порядку зростання d ₂			
Внутрішній d ₁	Середній d ₂	Зовнішній d	Крок Р	Середній d ₂	Внутрішній d ₁	Зовнішній d	Крок Р
7,0	8,50	10	2	8,50	7,0	10	2
9,0	10,50	12	2	10,50	9,0	12	2
10,0	16,00	22	8	12,50	11,0	14	2
11,0	12,50	14	2	14,50	13,0	16	2
12,0	18,00	24	8	16,00	10,0	22	8
13,0	14,50	16	2	16,50	15,0	18	2
14,0	20,00	26	8	18,00	12,0	24	8
14,5	18,25	22	5	18,25	14,5	22	5
15,0	16,50	18	2	18,50	17,0	20	2
15,0	22,50	30	10	20,00	14,0	26	8
16,0	22,00	28	8	20,25	16,5	24	5
16,5	20,25	24	5	22,00	16,0	28	8
17,0	18,50	20	2	22,25	18,5	26	5
17,0	24,50	32	10	22,50	15,0	30	10
18,5	22,25	26	5	24,25	20,5	28	5
20,5	24,25	28	5	24,50	17,0	32	10
21,0	25,50	30	6	25,50	21,0	30	6
21,0	28,50	36	10	27,50	23,0	32	6
23,0	27,50	32	6	27,75	25,5	30	3
25,0	32,50	40	10	28,50	21,0	36	10
25,5	27,75	30	3	29,75	27,5	32	3
27,0	31,50	36	6	31,50	27,0	36	6
27,5	29,75	32	3	32,50	25,0	40	10
31,0	35,50	40	6	35,50	31,0	40	6
32,0	38,00	44	8	38,00	32,0	44	8
38,0	44,00	50	8	41,75	39,5	44	3
39,5	41,75	44	3	44,00	38,0	50	8

Розміри, мм, в порядку зростання d_1				Розміри, мм, в порядку зростання d_2			
Внутрішній d_1	Середній d_2	Зовнішній d	Крок P	Середній d_2	Внутрішній d_1	Зовнішній d	Крок P
43,0	49,00	55	8	47,75	45,5	50	3
45,5	47,75	50	3	49,00	43,0	55	8
48,0	54,00	60	8	52,75	50,5	55	3
50,5	52,75	55	3	54,00	48,0	60	8
55,0	62,50	70	10	57,75	55,5	60	3
55,5	57,75	60	3	62,00	59,0	65	4
59,0	62,00	65	4	62,50	55,0	70	10
64,0	67,00	70	4	67,00	64,0	70	4
65,0	72,50	80	10	72,50	65,0	80	10

г) визначають остаточно крок різьби, який забезпечував би за необхідності умову самогальмування $\psi + 1 < \rho'$ і як можна більший ККД передачі гвинт-гайка (див. формулу (2.1)). ККД передачі гвинт-гайка з тертям ковзання зазвичай не перевищує 0,5 і не бажано мати його менше 0,2;

д) перевіряють гвинт на міцність у небезпечному перерізі за формулою (2.9). Крутий момент в небезпечному перерізі (див. рис. 2.3, епюри розподілу навантажень по осі гвинта), складається із $T_{гп}$ (слід обчислити за формулою (2.3)) та $T_{п}$ – після призначення типу п'яти і розрахунку згідно з підрозд. 2.6:

– розрахунок п'яти ковзання (плоскої або кільцевої) зводять до визначення її діаметра за формулами (2.16) і (2.17), а потім моменту тертя за формулами (2.20) і (2.21) (допустимий питомий тиск наведено у табл. 2.5);

– при розрахунку сферичної п'яти визначають радіус сфери з умови контактної міцності за формулою (2.18) (допустимі контактні напруження $[\sigma_H]$ при цьому визначити залежно від твердості контактних поверхонь, яка має бути не менше HRC 45), потім за формулами (2.20) і (2.22) знайти момент тертя в п'яті;

– розрахунок п'яти з підшипником кочення звести до підбору підшипника за формулою (2.19) і визначення моменту тертя в ньому за формулою (2.23).

При конструюванні підп'ятників можна використовувати рекомендації, подані в розд. 5.

3. Розрахунок гайки:

а) вибирають спосіб установлення гайки за рекомендаціями, поданими у підрозд. 2.5 і на рис. 2.7;

б) визначають кількість витків різьби (див. формулу (2.10)) та висоту гайки;

в) перевіряють витки різьби гайки на зріз;

г) визначають зовнішній діаметр тіла гайки і за необхідності розмір її опорної поверхні A і висоту h запличка (див. рис. 2.7 і формули у підрозд. 2.5);

д) вибирають спосіб механічного кріплення гайки до корпусу (див. рис. 2.10) і за умовами міцності знаходять діаметр і кількість елементів кріплення (див. формули в підрозд. 2.5).

Виконують ескіз в натуральну величину пари гвинт-гайка і погоджують його з керівником. При конструюванні гвинтів, опор, гайок і елементів кріплення можна користуватися рекомендаціями розд. 5.

4. Розрахунок рукоятки:

- а) вибирають матеріал рукоятки (див. дод. 1);
- б) визначають довжину рукоятки. Отримане значення **округлюють** до найближчого нормального розміру;
- в) визначають діаметр рукоятки з умови міцності на вигин у небезпечному перерізі (див. підрозд. 2.7.1), потім **округлюють** його до нормального стандартного розміру прутка або труби (перерізи круглих труб див. у дод. 5);
- г) перевіряють міцність матеріалу рукоятки на зминання в небезпечному перерізі, використовуючи формулу (2.24);
- д) якщо необхідно, розраховують храповий механізм за рекомендаціями, що містяться в підрозд. 2.7.2.
- е) конструюють рукоятку за рекомендаціями, поданими у підрозд. 5, і додають її до ескізу пари гвинт-гайка.

5. ККД механізму визначають за формулою

$$\eta = \frac{A_K}{A_B} = \frac{FPz}{2\pi(T_{II} + T_H)},$$

де A_K – корисна робота за один оберт; A_B – витрачена робота.

ККД механізму повинен мало відрізнятися від ККД гвинтової передачі, що визначається формулою (2.1). При великій відмінності цих ККД необхідно змінити конструкцію п'яти для зменшення втрат на тертя.

6. Розрахунок корпусу гвинтового механізму:

- а) вибирають конструкцію корпусу механізму з використанням рекомендацій, поданих у підрозд. 5, за допомогою альбомів конструкцій та інших джерел, потім перевіряють його на міцність згідно з рекомендаціями, наведеними в підрозд. 2.8.1 – 2.8.3;
- б) викреслюють корпусні елементи на тому ж ескізі, погоджуючи їх розміри з розмірами зображених раніше деталей. Ескіз погоджують з викладачем.

Характеристики перерізів круглих труб наведено в дод. 5.

7. Оформлення документації:

- а) на основі узгодженого ескізу виконують креслення механізму з усіма вимогами ЄСКД. За необхідності креслення доповнюють додатковими зображеннями, розрізами і проєкціями так, щоб конструкція була зрозумілою. Кількість додаткових зображень узгодити з викладачем.

На кресленні проставляють **розміри**:

- габаритні всього механізму і відстані між крайніми положеннями частин, що переміщаються (наприклад, хід гвинта);
- приєднувальні – розміри елементів, якими механізм контактує з оточуючими деталями під час роботи: діаметри і міжосьові відстані отворів для кріплення механізму, габарити п'яти/ложемента/опорної частини та ін.;

– посадочні – розміри, за якими відбувається з'єднання деталей при складальних операціях: посадки підшипників, гайки у корпус, елементів кріплення в гайку та корпус та ін.; різьба;

б) на кресленні над основним написом наносять технічні вимоги та технічну характеристику виробу. У **технічних вимогах** указують:

- спосіб змащування механізму і тип оливи;
- відомості про фарбування виробу;
- додаткові відомості про збирання виробу (наприклад, спосіб зварювання, послідовність з'єднання деталей та ін.);
- вимоги щодо маркування, пакування, зберігання та транспортування;
- інше.

У **технічній характеристиці** наводять задані на проєктування дані та основні параметри спроектованого механізму: ККД, зусилля на рукоятці (для виробів з механічним приводом – потрібну потужність) та ін;

в) текстову частину складають пояснювальна записка та специфікація. Пояснювальну записку виконують відповідно до вимог стандарту ХАІ. Специфікацію оформляють у вигляді додатка до записки відповідно до вимог ЄСКД.

4. РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ-ГАЙКА З ТЕРТЯМ КОЧЕННЯ

4.1. Конструктивні особливості кулько-гвинтових передач

Кулько-гвинтові передачі (КГП) широко використовуються в машино- і приладобудуванні (див. вступ, підрозд. 1.4).

У гвинтових кулькових парах (рис. 4.1) між робочими поверхнями гайки і гвинта розміщено сталеві кульки. Замкнутий ланцюг кульок умовно поділяють на активну (робочу) частину передачі та пасивну (зворотний канал). Для забезпечення безперервної циркуляції кульок кінці робочої частини різьби гайки з'єднані зворотним каналом 4 над гайкою (див. рис. 4.1, а) або всередині її (див. рис. 4.1, б). При обертанні гвинта кульки, що знаходяться між робочими канавками гвинта і гайки, завдяки тертю перекочуються по них і передають рух від гвинта до гайки, яка переміщується поступально або обертається. Швидкість переміщення кульок відрізняється від швидкостей ведучої і веденої ланок.

Порівняно з гвинтовими передачами з тертям ковзання вони характеризуються більшим ККД, меншим зносом, великою точністю ходу і підвищеною довговічністю. До недоліків кулькових передач належать складність конструкції і трудомісткість їх виготовлення. Однак зростання виробництва високоточних верстатів і вдосконалення технології оброблення частково усувають цей недолік і розширюють можливості використання таких передач. Для запобігання інтенсивному зносу і корозії елементи кулькової пари мають бути захищені від попадання пилу, вологи і хімічно активних речовин. Для цього в корпусі гайки встановлюють ущільнювальні кільця з фетру, пластмаси або металокераміки.



Рис. 4.1. КГП з поверненням кульок:
а – за допомогою трубки; б – за допомогою вкладишів

Кулькові передачі відрізняються в основному формою профілю витків різьби. Профіль кулькової різьби не стандартизовано, на практиці застосовують такі профілі: круглий (рис. 4.2, а), овальний (рис. 4.2, б), трикутний (рис. 4.2, в) і прямокутний (рис. 4.2, г).

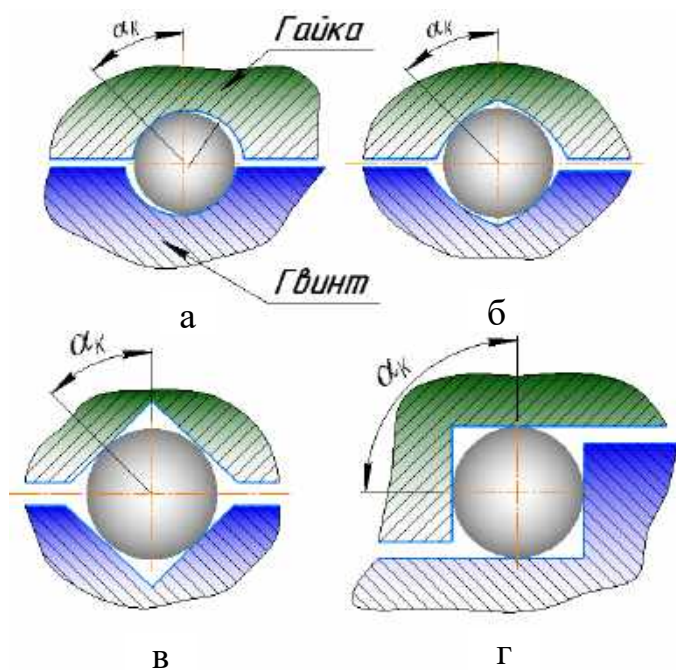


Рис. 4.2. Профілі різьби в кулько-гвинтових механізмах:
а – круглий; б – овальний; в – трикутний; г – прямокутний

У гвинтових парах з круглим профілем кут контакту $\alpha_K = 20...50^\circ$. Різьба із овальним профілем характеризується великим кутом контакту порівняно з різьбою круглого профілю. Трикутний профіль має $\alpha_K = 45^\circ$, прямокутний – 90° . Для важконавантажених передач рекомендується застосовувати різьбу з круглим і овальним профілями, оскільки вони мають найбільшу несучу здатність і мають найменші контактні напруження порівняно з прямокутним і трикутним профілями.

Зазвичай гвинтові кулькові пари виконують з одним заходом і мінімально можливим кроком, оскільки кут підйому різьби практично не впливає на ККД пари.

Для підвищення рівня навантаження, довговічності і ККД КГП бажано збільшувати не кількість робочих витків в гайці, а діаметр кульок, оскільки їх розміри роблять значно більший вплив на ці показники, ніж їх кількість. Однак при збільшенні діаметра кульок збільшуються діаметральні розміри передачі і зменшується її кінематична чутливість унаслідок зростання інерції рушійних мас.

4.2. Розрахунок КГП на міцність

При заданих або вибраних заздалегідь матеріалах гвинта і гайки діаметр гвинта можна визначити за одним із трьох основних критеріїв працездатності передачі: стійкості, міцності та контактної витривалості елементів передачі.

Внутрішній діаметр різьби гвинта d_1 (рис. 4.3) з умови стійкості встановлюють аналогічно різьбі ковзання і він становить

$$d_1 = 1,2 \sqrt[4]{\frac{F[S_y](\nu l)^2}{E}},$$

де $[S_y] = 2,5 \dots 5$ – коефіцієнт запасу стійкості; ν – коефіцієнт зведення довжини гвинта, що залежить від умов закріплення гвинта (див. рис. 2.5); l – довжина стиснутої ділянки гвинта, мм; E – модуль пружності матеріалу гвинта, МПа (табл. 2.4).

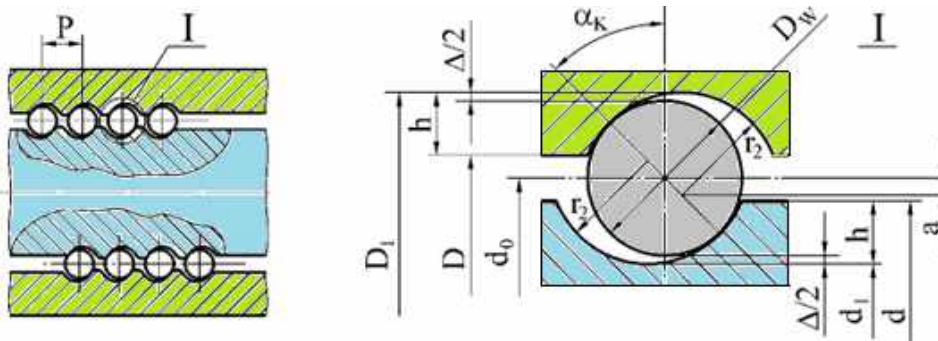


Рис. 4.3. Профіль КГП

Внутрішній діаметр різьби гвинта d_1 з умови міцності (стиснення або розтягнення)

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\beta F}{\pi[\sigma]\varphi(1-\alpha^2)}},$$

де $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[S]}$ – допустимі напруження, МПа; $[S] = 2 \dots 3$ – коефіцієнт запасу міцності; $\beta = 1,2 \dots 1,3$ – коефіцієнт, що враховує дію моментів гвинтової пари і в опорній п'яті; $\alpha = \frac{d_{\text{вн}}}{d_1}$ – відношення діаметра отвору у гвинті до внутрішнього діаметра різьби; φ – коефіцієнт зменшення основного допустимого напруження, який вибирають за табл. 2.2 для попередньо заданої гнучкості λ ; для розтягнутих гвинтів $\varphi = 1$.

У проєктувальному розрахунку діаметр різьби найчастіше визначають з умови контактної витривалості робочих поверхонь, оскільки від неї у першу чергу залежить вантажопідйомність КГП.

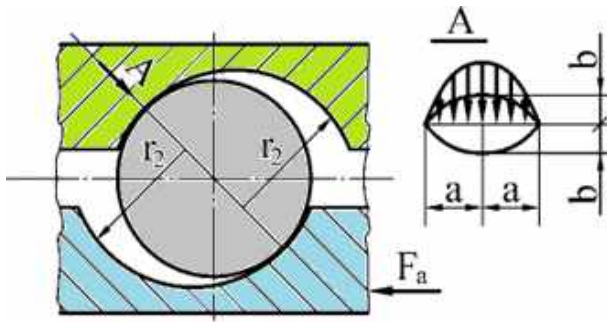


Рис. 4.4. Площина контакту

Початковий контакт кульок і гвинтових поверхонь відбувається в точці. Після прикладання навантаження F_a контакт здійснюється по поверхні еліптичної форми, яку показано на рис. 4.4, де позначено розміри малої і великої півосей еліпса a і b .

Найбільші контактні напруження на площині контакту для дотичних поверхонь кулька-поверхня різьби ходового

гвинта визначають за формулою Герца

$$\sigma_H = \alpha \sqrt[3]{\frac{F_n E^2 (2r_2 - D_w)^2}{(D_w r_2)^2}} \leq [\sigma_H], \quad (4.1)$$

де F_n – навантаження на кульку, що діє по нормалі до поверхні контакту, Н; E – зведений модуль пружності матеріалів кульки і гвинта, МПа; α – коефіцієнт, що залежить від співвідношення $\frac{\rho_{np\max}}{\rho_{np\min}}$ (рис. 4.5); $\rho_{np\max}$, $\rho_{np\min}$ – найбільший і най-

менший зведені головні радіуси кривизни контакту між кулькою та різьбою ходового гвинта:

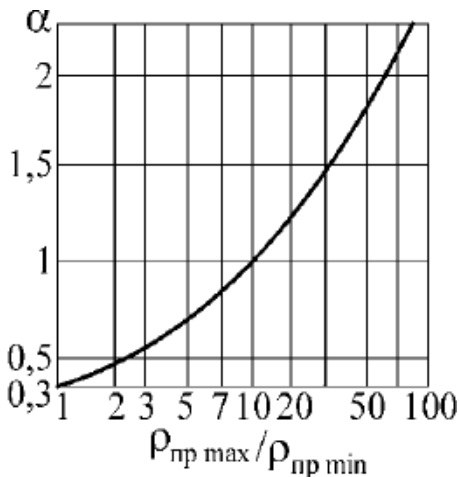


Рис. 4.5. Визначення α

$$\rho_{np\max} = \frac{D_w r_2}{2r_2 - D_w};$$

$$\rho_{np\min} = \frac{D_w d_1}{2(D_w \cos \alpha_k + d_1)}.$$

Для КГП при числах твердості дотичних поверхонь понад 62 HRC рекомендують $[\sigma_H] = 2\,500 \dots 4\,000$ МПа, при короточасній роботі $[\sigma_H] \leq 5\,000$ МПа.

При числах твердості менше 62 HRC взятє значення $[\sigma_H]$ слід знижувати, помножуючи його на коефіцієнт K_T , що залежить від твердості HRC:

HRC	29	35	40	45	49	54	58	62
K_T	0,38	0,415	0,5	0,6	0,69	0,79	0,89	1

Діюче на кульку навантаження

$$F_n = \frac{F}{Z\lambda \sin \alpha_K \cos \psi} \leq [F_n],$$

де Z – кількість робочих кульок у гайці; λ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між кульками, зазвичай $\lambda = 0,8$; $[F_n]$ – допустиме навантаження, що діє на кульку по нормалі до поверхні контакту; α_K – кут контакту, при круглому профілі найчастіше беруть $\alpha_K = 45^\circ$; ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби на середньому діаметрі.

У наведених вище формулах невідомими є D_W , r_2 , α , Z , ψ . Тому в проєктувальному розрахунку приблизно беруть кількість кульок $Z = 80 \dots 100$, коефіцієнт $\alpha \approx 1,5$, кут $\psi \approx 4^\circ$. Введемо позначення:

$$K_r = \frac{D_W}{2r_2} \text{ і } K_W = \frac{D_W}{d_0}. \quad (4.2)$$

Тоді всі невідомі величини в (4.1) будуть визначатися через d_0 :

$$D_W = K_W d_0; \quad r_2 = \frac{D_W}{2K_r} = \frac{K_W d_0}{2K_r}. \quad (4.3)$$

КГП, що застосовуються на практиці, мають такі діапазони значень: $K_r = 0,9449 \dots 0,972$ і $K_W = 0,1058 \dots 0,1588$.

Підставляючи співвідношення (4.2) і (4.3) в (4.1), отримуємо формулу для визначення середнього діаметра передачі:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4(1 - K_r)^2 E^2 F \alpha^3}{K_W^2 [\sigma_H]^3 Z \lambda \sin \alpha_K \cos \psi}}.$$

Для проєктувального розрахунку зазвичай беруть $K_r = 0,97$ і $K_W = 0,145$. Тоді з урахуванням взятих величин

$$d_0 = 0,1E \sqrt{\frac{F}{[\sigma_H]^3}}. \quad (4.4)$$

Отримане значення середнього діаметра d_0 округлюють до найближчого більшого за табл. 4.1, де наведено основні геометричні параметри КГП. Там же вибирають діаметр кульки D_W , крок P , внутрішній діаметр різьби d_1 , зовнішній діаметр різьби гайки D_1 , радіус профілю каналів у гвинті і гайці r_2 (див. рис. 4.3).

Діаметр отвору в гайці і зовнішній діаметр різьби гвинта d знаходять за формулами

$$D = D_1 - 2h, \quad d = d_1 + 2h,$$

де $h = (0,3 \dots 0,35)D_W$ – глибина профілю різьби у гвинті і гайці; менше значення h беруть для передач, що сприймають невеликі осьові навантаження, великі – для передач із значними осьовими навантаженнями.

Для різьб, які не наведено в табл. 4.1, радіус жолоба визначають зі

співвідношення $r_2 = (0,515 \dots 0,520)D_W$, крок різьби $P = (1,35 \dots 1,54) D_W$ і за технологічної необхідності параметри округлюють до першої значущої цифри після коми.

Таблиця 4.1

d_0	d_1	D_1	D_W	P	r_2
10	6,98	13,02	3,000	4,0	1,54
17	13,80	20,20	3,175	5,0	1,68
20	16,80	23,20	3,175	5,0	1,68
22	18,80	25,20	3,175	5,0	1,68
25	21,80	28,20	3,175	5,0	1,68
30	25,20	34,80	4,763	8,0	2,45
36	31,20	40,80	4,763	7,0	2,45
40	33,60	46,40	6,350	8,5	3,27
40	33,60	46,40	6,350	10,0	3,27
40	32,20	44,80	4,763	7,0	2,45
45	40,20	49,80	4,763	7,0	2,45
45	38,60	51,40	6,350	7,0	3,27
50	43,60	56,40	6,350	8,5	3,27
50	41,90	58,07	8,000	12,0	4,12
55	48,90	61,40	6,350	10,0	3,27
55	47,79	62,21	7,144	12,0	3,68
60	53,60	66,40	6,350	10,0	3,27
60	51,93	68,07	8,000	12,0	4,12
70	61,93	78,07	8,000	12,0	4,12
70	59,59	80,41	10,319	16,0	5,31
75	64,59	85,41	10,319	16,0	5,31
80	69,59	90,41	10,319	16,0	5,31
90	79,59	100,41	10,319	16,0	5,31

Середній діаметр різьби як відстань між центрами діаметрально протилежних кульок знаходять за виразом

$$d_0 = d_1 + 2(r_2 - a),$$

де $a = (r_2 - 0,5D_W)\cos\alpha_K$ – величина зміщення центра радіуса профілю різьби гвинта та гайки відносно центра кульки (див. рис. 4.3).

Робоча база гайки має обмежувати відхилення осьової лінії гвинта в радіальному напрямку. Необхідну базу забезпечують створенням двох незалежних замкнутих робочих ланцюгів, розташованих один від одного на певній відстані.

При заданій довжині L_2 випущеної частини гвинта (рис. 4.6), граничних допустимих значеннях зазору Δ та відхиленні гвинта χ потрібна довжина робочої бази $L_1 \geq \frac{\Delta L_2}{\chi}$, де Δ – радіальний зазор (див. рис. 4.3): $\Delta = D_1 - (2D_W + d_1)$.

Якщо технічні умови на величину Δ не визначено, то беруть $\Delta = 0,02 \dots 0,1$ мм.

Зі співвідношення (4.1) при вибраних значеннях діаметра кульки D_W , радіуса профілю r_2 і $[\sigma_H]$ визначають допустиме навантаження, що діє на кульку по нормалі до поверхні контакту:

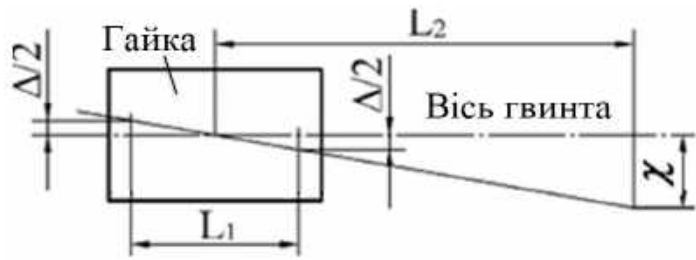


Рис. 4.6. Робоча база

$$[F_n] = \frac{D_W^2 r_2^2 [\sigma_H]^3}{\alpha^3 E^2 (2r_2 - D_W)^2}.$$

Тут α – функція співвідношення зведених радіусів $\rho_{np\max}$, $\rho_{np\min}$, а не коефіцієнт повноти перерізу або кут контакту! Визначають за графіком на рис. 4.5 або за допомогою апроксимуючої формули:

$$\alpha = 0,3047 + 0,1711 \cdot \ln x + 0,0529 \cdot \ln 2x, \text{ де } x = \frac{\rho_{np\max}}{\rho_{np\min}}.$$

Тоді мінімальна кількість робочих кульок

$$Z = \frac{F}{[F_n] \lambda \sin \alpha_K \cos \psi}.$$

Отримане значення Z округлюють до найближчого цілого числа і знаходять мінімальну кількість робочих витків в гайці

$$n_{\min} = \frac{Z D_W \cos \psi}{\pi d_0}.$$

У КГП з умови рівномірності навантаження загальна кількість робочих кульок, які перебувають між витками різьби і в перепускному каналі, не повинно перевищувати 125 для кожного замкненого кола, а максимальний шлях, який проходять кульки під навантаженням, – чотирьох витків. Якщо за розрахунком $Z > 125$, то слід збільшити діаметр кульки.

Активна частина гвинтової кулькової пари зазвичай становить 1...2,5 витка, при більшій кількості робочих витків ККД кулькової пари знижується через збільшення взаємного тертя кульок.

Загальна кількість витків в гайці $n_{\text{заг}}$ залежить від конструкції перепускного каналу і кількості робочих витків $n_{\min}$:

$n_{\min}$	1,5	2,5	3,5	4
$n_{\text{заг}}$	3	4,5	5,5	6

За вибраним значенням $n_{заг}$ необхідно перерахувати Z .
Висоту гайки обчислюють за формулою

$$H_{\Gamma} = [n_{заг} + (1 \dots 1, 5)]P.$$

Зовнішній діаметр гайки розраховують з умови міцності її тіла на розтягнення-стиснення:

$$D_2 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]} + D_1^2},$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження розтягнення (стиснення) для матеріалу **гайки**.

Якщо $D_2 < D_1 + 2P$, то з конструктивних міркувань (потрібно передбачити місце, де буде розміщено зворотний канал) беруть значення $D_2 > D_1 + 2P$ і округлюють його до найближчого нормального.

Ходовий гвинт перевіряють на міцність при складному напруженому стані з урахуванням спільної дії нормальних і дотичних напружень

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{F}{A_1}\right)^2 + 4\left(\frac{T_k}{W_{\rho}}\right)^2} \leq [\sigma]. \quad (4.5)$$

Тут $A_1 = 0,78d_1^2(1 - \alpha^2)$ – площа поперечного перерізу гвинта по внутрішньому діаметру різьби (**мається на увазі α – коефіцієнт повноти перерізу гвинта**); $W_{\rho} = 0,2d_1^3(1 - \alpha^4)$ – полярний момент опору того ж перерізу; $T_P = T_{\Gamma\Pi} + T_{\Pi}$ – крутний момент, прикладений до ходового гвинта для подолання осьового навантаження F ; T_{Π} – момент тертя в підшипниках (якщо такі встановлені на гвинті), який визначають за залежністю (2.23); $T_{\Gamma\Pi}$ – момент гвинтової пари в різьбі:

$$T_{\Gamma\Pi} = 0,5Fd_0tg(\psi + \rho'_k),$$

де ρ'_k – зведений кут тертя кочення, $\rho'_k = \arctg \frac{k}{D_w \cos \alpha_k}$; k – коефіцієнт тертя кочення, $k = 0,010 \dots 0,014$ мм (**зверніть увагу – коефіцієнт тертя кочення має розмірність довжини**).

Якщо у формулі (4.5) $\sigma > [\sigma]$, то слід збільшити діаметр d_1 і повторити розрахунок.

ККД кулькової пари обчислюють за тією ж залежністю, що і для гвинтової пари ковзання:

$$\eta = \frac{tg\psi}{tg(\psi + \rho'_k)}. \quad (4.6)$$

Коефіцієнт корисної дії механізму з КГП при ведучому обертальному русі визначають як

$$\eta = \frac{F P i_n}{2\pi(T_{\Gamma\Pi} + T_{\Pi})},$$

де i_n – кількість заходів різьби, найчастіше $i_n = 1$.

Частоту обертання гвинта n , $хв^{-1}$, визначають за формулою

$$n = \frac{60000V}{Pi_n} = \frac{60000L}{tPi_n},$$

де V – осьова швидкість переміщення гвинта або гайки, м/с; L – хід рухомого елемента (гвинта або гайки), мм; t – час переміщення рухомого елемента з одного крайнього положення в інше, с.

5. КОНСТРУЮВАННЯ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕДАЧЕЮ ГВИНТ-ГАЙКА

Одночасно з розрахунком механізму слід викреслювати його конструкцію, оскільки багато розмірів, необхідних для розрахунку, можна визначити тільки з креслення. Крім того, поетапне креслення конструкції під час розрахунку є перевіркою цього розрахунку. Неправильний результат зазвичай виявляється в порушенні пропорційності. Деякі розміри елементів механізмів при проектуванні не розраховують, а беруть згідно з досвідом проектування подібних конструкцій.

Нижче наведено різні елементи і фрагменти конструкцій, які можуть бути застосовані в проєктованих механізмах.

На рис. 5.1 показано литі та зварні корпуси гвинтових домкратів. Литі конструкції корпусів (рис. 5.1, а, б) виготовляють з алюмінієвих сплавів (АЛ-4, АЛ-9), чавуну (СЧ15, СЧ18) і сталевих литва (20Л, 25Л). Легкі сплави вибирають для домкратів вантажопідйомністю до 10 000 Н, для домкратів вантажопідйомністю понад 30 000 Н – сталеве лиття, між цими значеннями навантаження можуть бути використані будь-які з перелічених матеріалів.

Форма корпусу може бути конічною або циліндричною із кільцевою або квадратною опорною плитою.

На рис. 5.1, в зображено зварну конструкцію, виготовлену на базі сталевий труби, зовнішній діаметр якої вибирається довільно, а товщина стінки δ обґрунтовується розрахунком на стиснення. До труби зверху приварюють перехідну втулку під запресовування гайки, а знизу – опорну поверхню. Гайку можна вкручувати на трубній різьбі безпосередньо, без перехідної втулки.

Зверніть увагу на те, що обидва зварювальних шва призначено тільки для фіксації деталей у необхідному положенні, вони не передають осьове навантаження.

На рис. 5.2 зображено опорні вузли вантажних гвинтів (чашки, коронки, подушки) різних типів.

В усіх конструкціях передбачено замки – пристрої, що перешкоджають мимовільному розбиранню вузла. Зазвичай як замки використовують зігнуті з м'якого дроту скоби (рис. 5.2, б); регулювальні гвинти з циліндричним (рис. 5.2, в) або конічним (рис. 5.2, г) хвостовиком; стопорні розрізні кільця (рис. 5.2, д); звичайні гвинти, вкручені до упору в торець ходового гвинта (рис. 5.2, е). У конструкції, зображеній на рис. 5.2, а, замком є кулька.

Для змащування поверхонь в конструкції іноді передбачають маслянки під шприц, мастильні канавки і ущільнення.

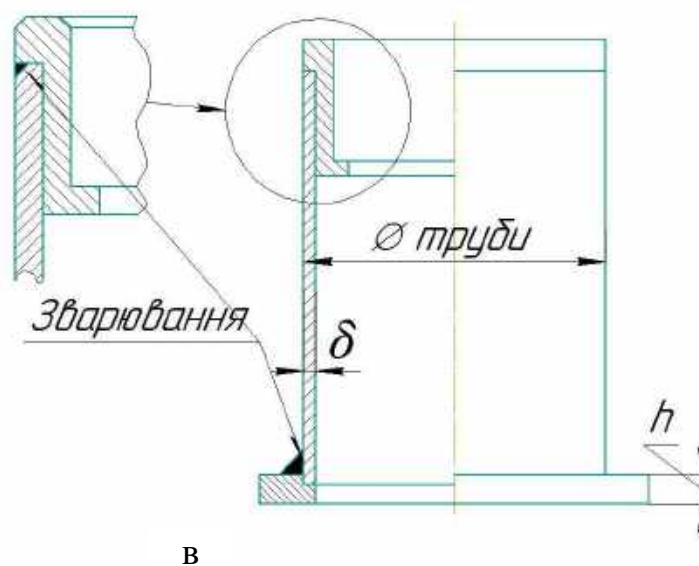
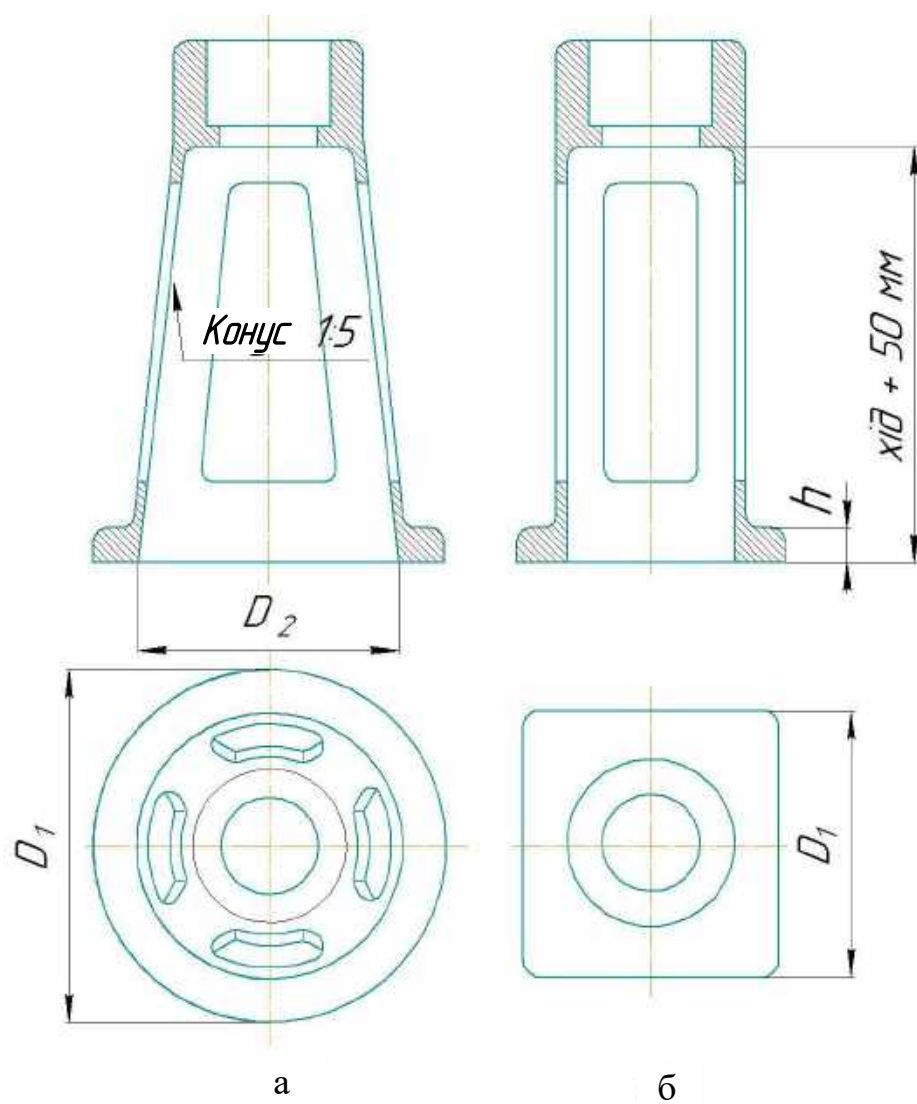


Рис. 5.1. Корпуси домкратів:
а, б – литі; в – зварений

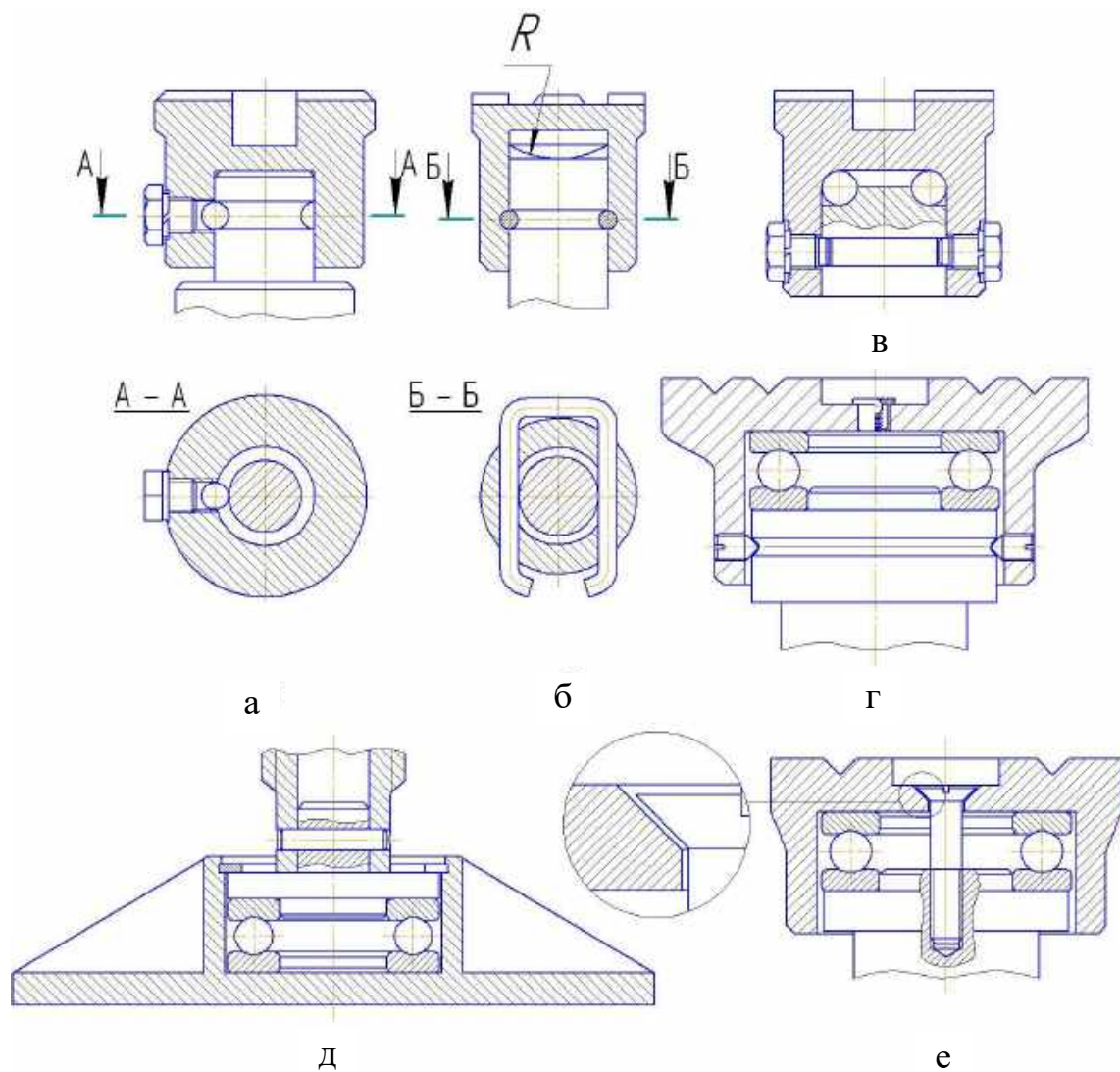


Рис. 5.2. Пристрої для спирання гвинтів:

а – плоска п'ята, фіксація кулькою; б – сферична п'ята, фіксація скобою; в – нестандартний підшипник, регулювальні гвинти з циліндричним хвостовиком; г – стандартний підшипник, регулювальні гвинти з конічним хвостовиком; д – стандартний підшипник, стопорне розрізне кільце; е – стандартний підшипник, гвинт

Обмежувачі ходу гвинтів показано на рис. 5.3. Вони необхідні для запобігання повному вигвинчуванню гвинта з гайки. На рисунках подано варіанти з врізаною пластиною (рис. 5.3, а), шайбою (рис. 5.3, б) та упором (рис. 5.3, в). Останню конструкцію часто використовують у гвинтових перетворювачах механізмів керування літаком.

Гайки зазвичай виконують знімними, у вигляді втулок, запресованих або вкручених у корпус (див. рис. 2.6). Для попередження провертання гайки при ослабленні її посадки передбачаються різні пристрої у вигляді гвинтів, штифтів та ін. (рис. 5.4, а, б). Коли за допомогою фіксувальних елементів з корпусу на гайку передається велика осьова сила, їх виготовляють у вигляді втулки, закріпленої від випадання кільцем (рис. 5.4, в) або гвинтами, вкрученими в тіло гайки (рис. 5.4, г).

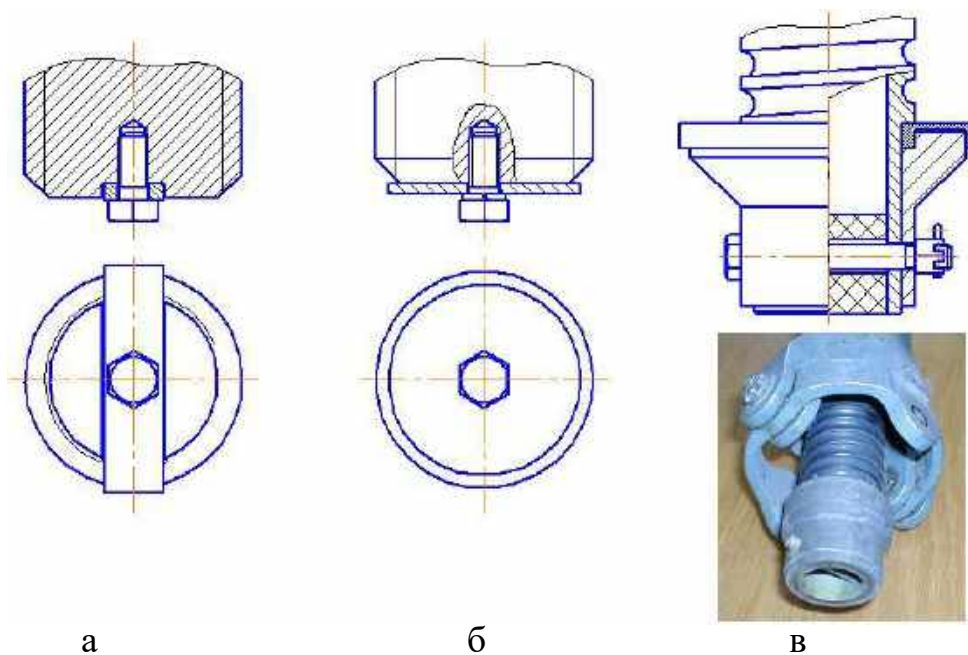


Рис. 5.3. Обмежувачі переміщення гвинта:
а – пластина; б – шайба; в – упор

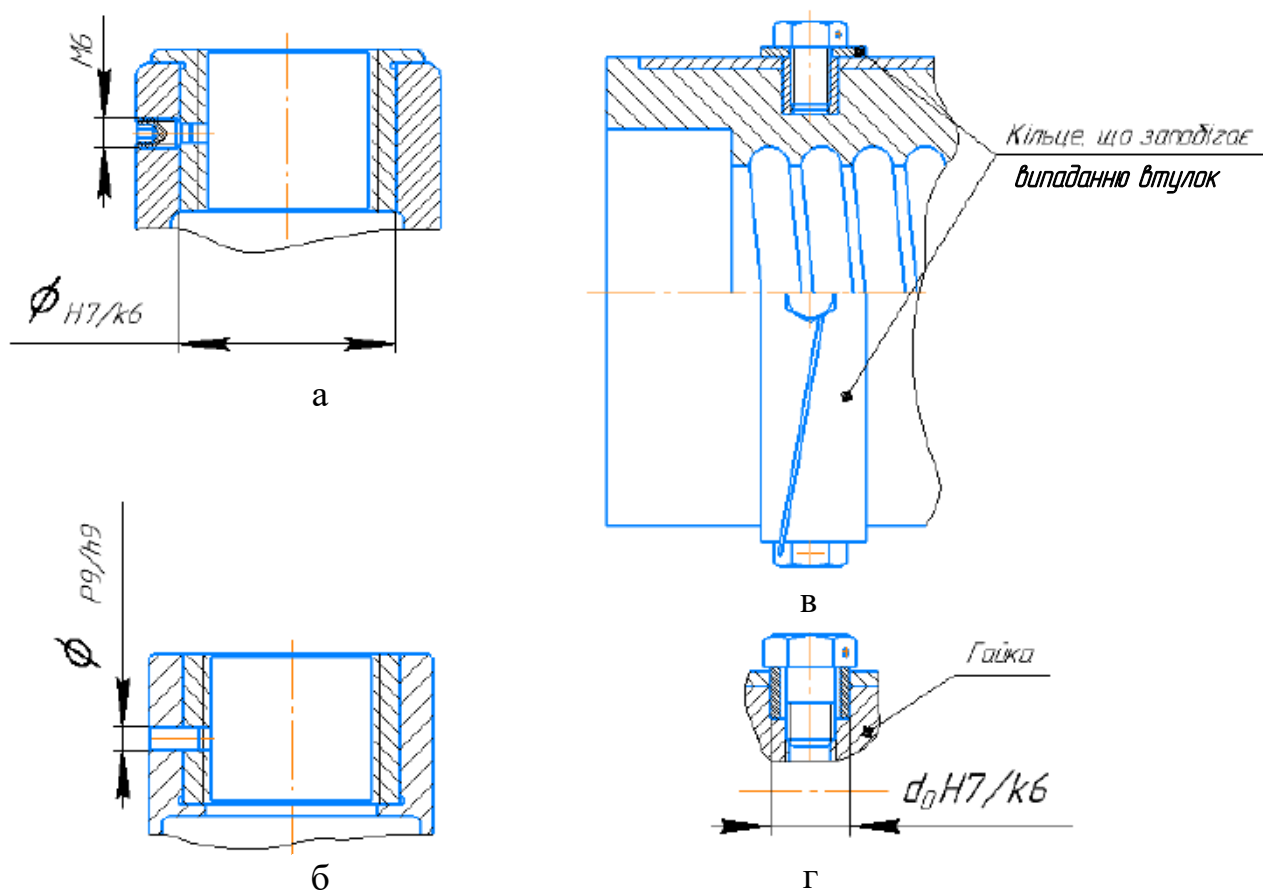


Рис. 5.4. Варіанти фіксації гайки в корпусі:
а – за допомогою гвинта; б – штифтом; в, г – гвинтом і втулкою

На рис. 5.5 зображено конструкцію кулькової гвинтової передачі. Між гвинтом 1 і гайкою 2 розташовані два ряди кульок 3 в контурах, замкнених кожен

своїм обвідним каналом 4. Перехід кульок з різьби в канал відбувається під дією відбивачів 5, установлених на кожному з каналів. Сальники 6 запобігають забрудненню робочої зони зсередини і витіканню оливи назовні.

У кулькових різьбах великого діаметра обвідний канал можна робити в тілі гвинта, використовуючи для цього сталеві трубки.

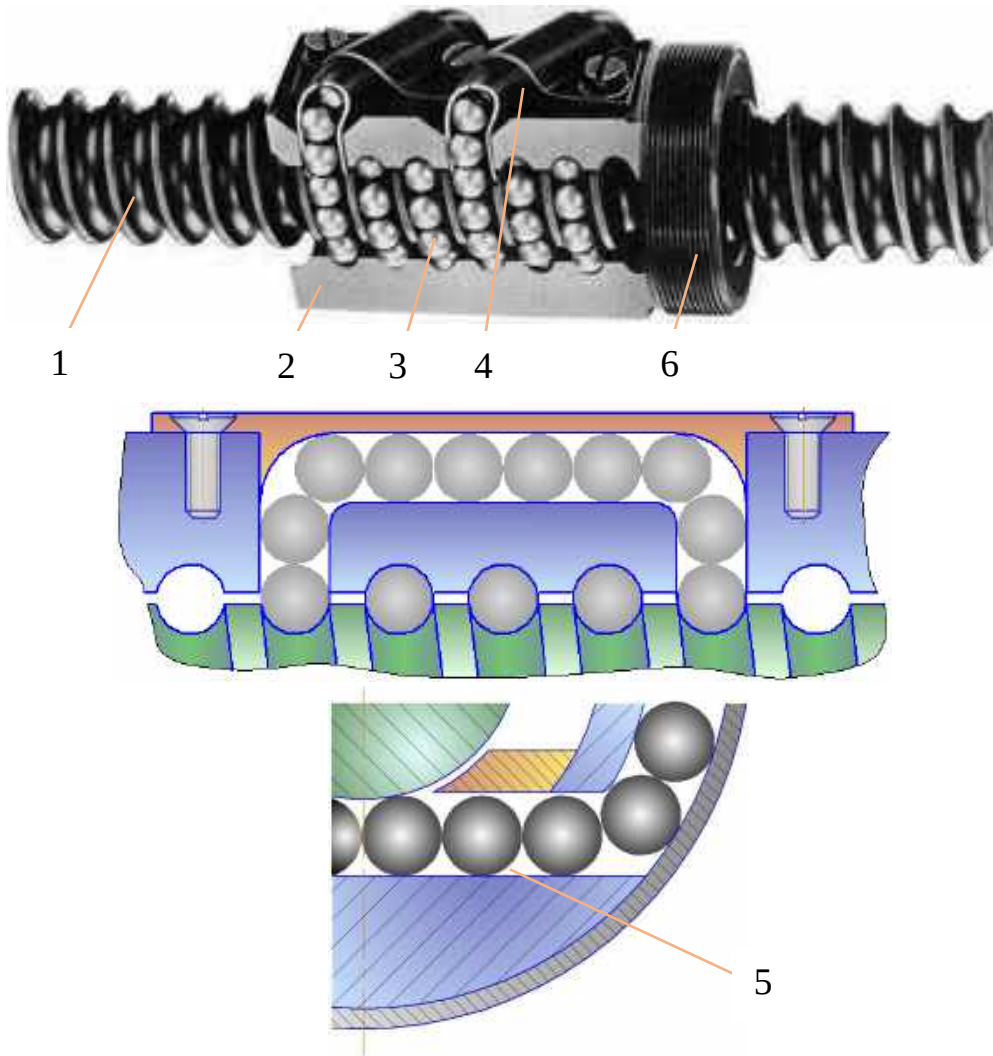


Рис. 5.5. Кулько-гвинтова передача:
1 – гвинт; 2 – гайка; 3 – кульки; 4 – канал;
5 – відбивач; 6 – сальник

На рис. 5.6 зображено кулькопідшипникову передачу, в якій на гвинті нарізана різьба, а на гайці – кругові доріжки, як на зовнішньому кільці звичайного підшипника. Кульки тут рухаються в діаметральних площинках доріжок гайки і одночасно перекочуються по різьбі гвинта, спричиняючи його осьове переміщення. Кількість заходів у такій передачі не повинно бути менше двох (на рис. 5.6 зображено кулькопідшипникову гайку з тризахідною різьбою з трьома кульками, розташованими в діаметральній площині).

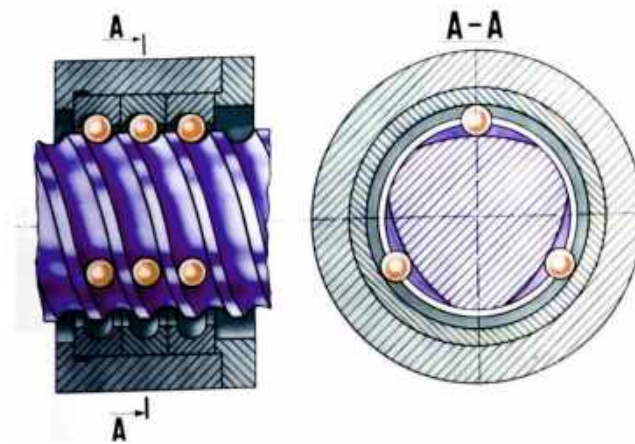


Рис. 5.6. Кулькопідшипникова передача

На рис. 5.7 зображено один з варіантів храпового механізму. Зусилля робітника від литої рукоятки 1 передається на вантажний гвинт 2 через циліндричну частину гвинта 3, скобу 4, храпове колесо 5 і штифт 6. Для реверсивності механізму скоба 4 виконана перекидною навколо осі гвинта 3, який закручений у рукоятку 1 до упору, але скобу 4 не притискає. Осьовий зсув рукоятки вгору обмежений плоским стопорним кільцем 7. Рукоятка надіта на гвинт 2 з зазором, а храпове колесо – по перехідній посадці.

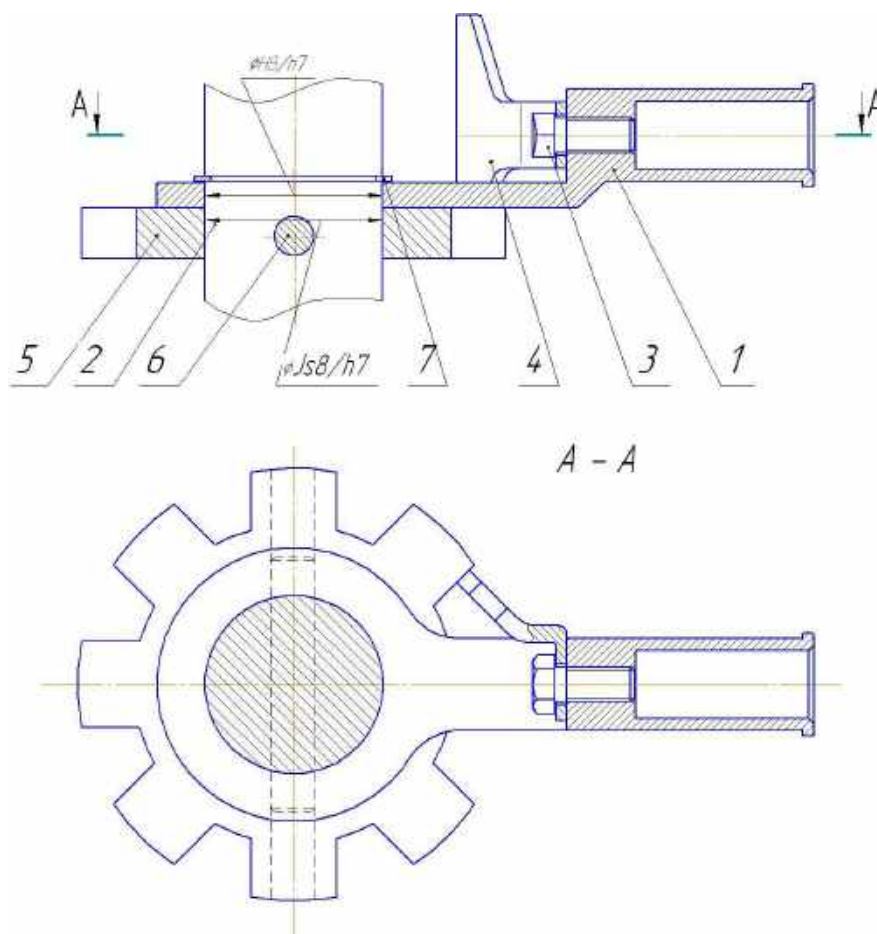


Рис. 5.7. Рукоятка з храповим механізмом

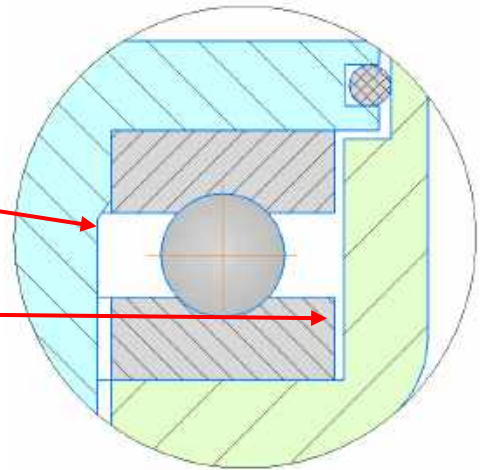
У конструкціях, зображених на рис. 5.8 та 5.9, гайка обертається від перекидної ручки (рис. 5.8) або від "тріскачки" (рис. 5.9), в той час як гвинт, отримуючи поступальне переміщення, залишається нерухомим відносно до вантажу, що піднімається. Опорна частина такого пристрою містить корпус і просторову стрижневу конструкцію з трубчастого або іншого профілю.

На рис. 5.8, а показано аеродромний домкрат, у якого литий корпус 1 з трубами і труби між собою з'єднані зварюванням. Гайка 2 з'єднана зі стаканом 3 штифтом 4 і обертається разом з ним, тому вона запресована по перехідній посадці (інакше довелося б використовувати більш щільну). Стакан 3 спирається на корпус через стандартний упорний підшипник 5.

Зверніть увагу:

— для полегшення монтажу (щоб не протягувати підшипник до посадкового місця з натягом) зовнішній діаметр стакана відразу за місцем установки підшипника зменшено;

— для того щоб нерухома обойма підшипника могла самовстановлюватися під час роботи, вона посаджена в корпус із зазором по зовнішньому діаметру.



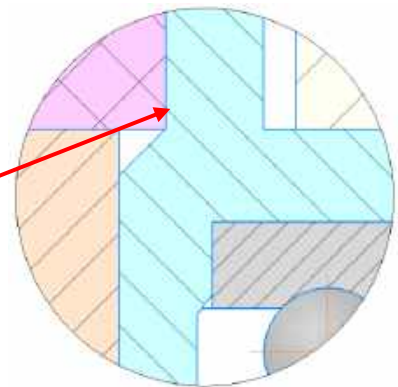
Щоб вантажний гвинт з гайкою, стаканом і підшипником не випадали з корпусу, на зовнішній поверхні стакана зроблено кільцеву проточку, в яку входить деяка частина стандартного гвинта 6 (див. рис. 5.8, зображення Г). Незважаючи на те, що кріпильний гвинт 6 загорнутий в корпус до упору, гайка може обертатися вільно, оскільки між гвинтом 6 і стаканом 3 передбачено досить великий зазор.

На рис. 5.8, б для цього використано плоске концентричне розрізне пружинне кільце, надіте на частину стакана, що виступає за межі корпусу. Крім того, в цьому варіанті дещо змінено кріплення рукоятки до стакана.

На рис. 5.9 показано конструкцію, аналогічну поданій на рис. 5.8, б, але з храповим механізмом. Храпове колесо 1 пов'язане зі стаканом 2, в який запресована гайка 3, за допомогою стандартних евольвентних шліців. Над гайкою встановлено закритою кришкою 4 ущільнення 5, яке по внутрішній поверхні має таку ж різьбу, як і гайка. Ця ж кришка обмежує осьове переміщення храпового механізму. Труби в такій конструкції угвинчені в корпус на метричній або трубній різьбі (таке з'єднання застосовують для розбірних переносних механізмів і в тому випадку, коли корпус і труби виготовлені з важкозварюваних матеріалів).

Зверніть увагу:

— для полегшення монтажу (щоб зменшити довжину поверхні з натягом) внутрішній діаметр стакана вище місця установки гайки збільшено.



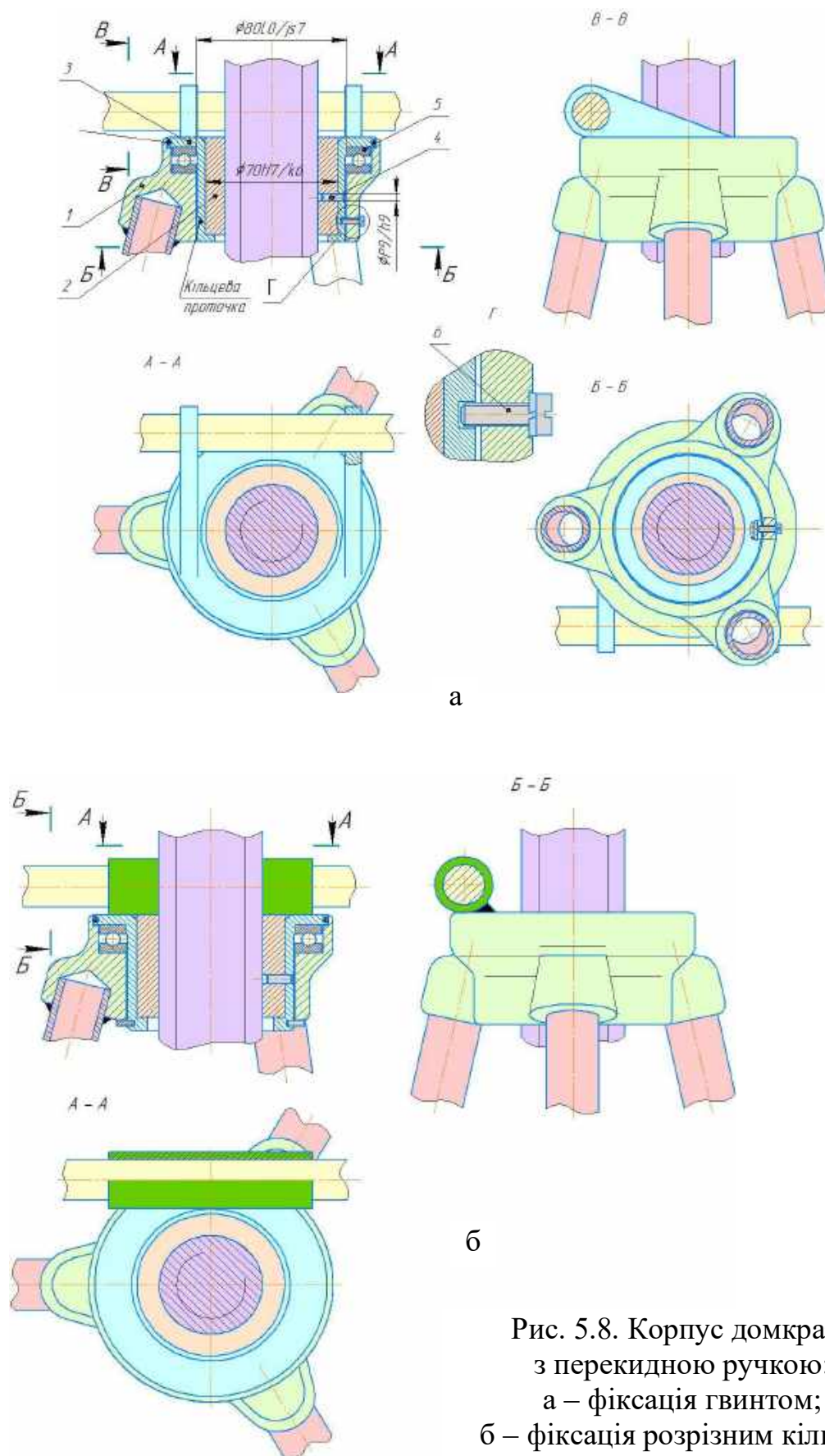


Рис. 5.8. Корпус домкрата
з перекидною ручкою:
а – фіксація гвинтом;
б – фіксація розрізним кільцем

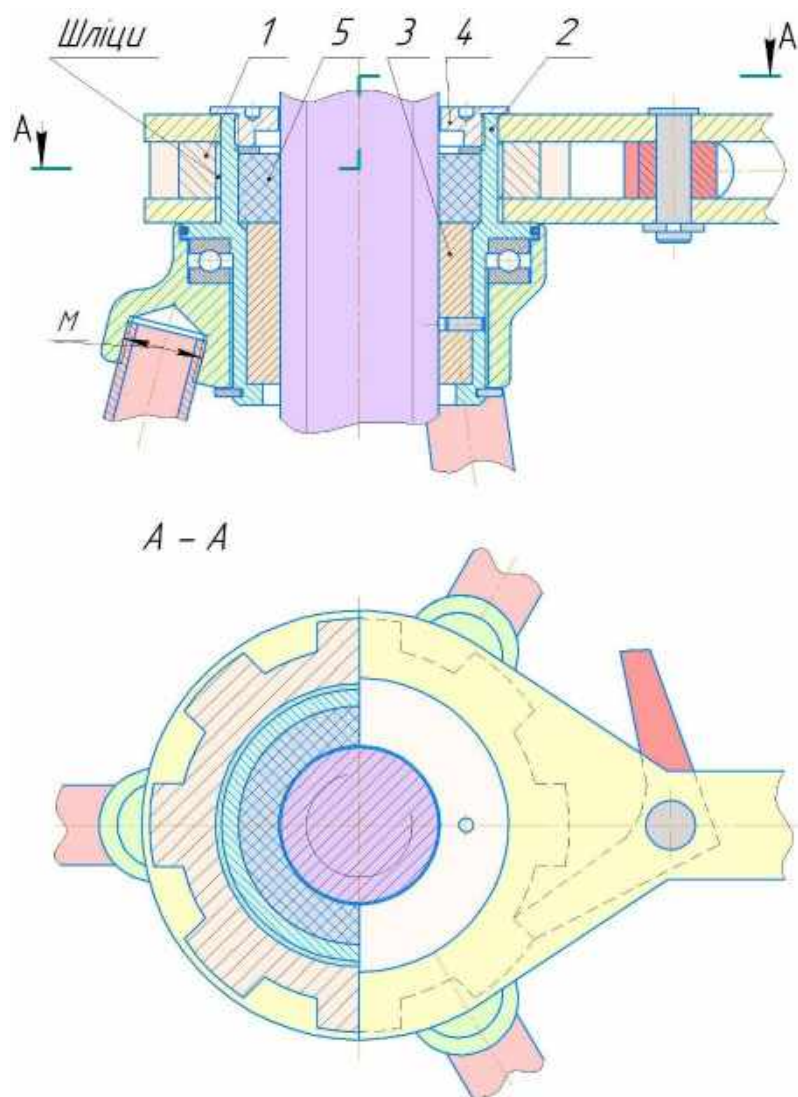


Рис. 5.9. Корпус домкрата з храповим механізмом

Деякі варіанти конструкції ложементів подано на рис. 5.10.

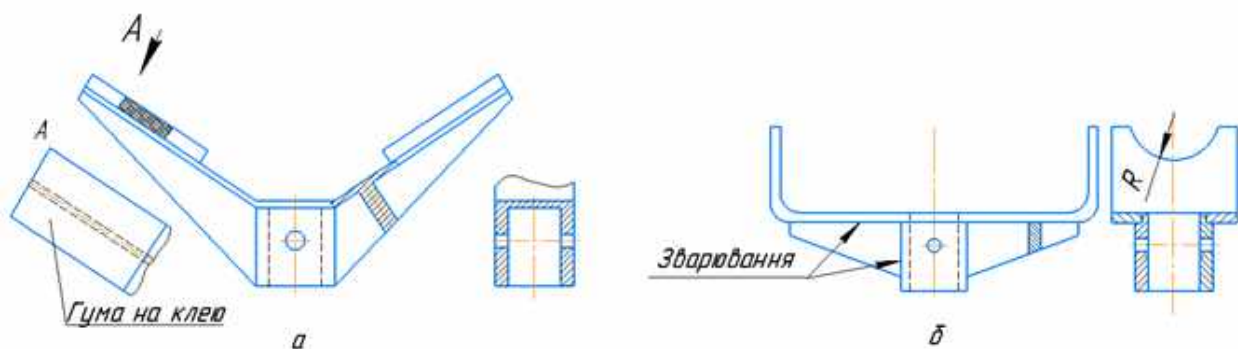


Рис. 5.10. Ложементи:
а – литий; б – зварений

На рис. 5.10, а зображено суцільнолиту деталь (наприклад, зі сплавів АЛ-4, АЛ-9 або з чавуну СЧ15, СЧ18) з гумовими подушками, приклеєними до таврової опорної поверхні. На рис. 5.10, б показано ложемент, зварений із сталевих штампованих елементів.

На рис. 5.11, а зображено конструкцію трубчастої станини для підйомників аеродромного обслуговування. А також показано деякі типи опорних вузлів: у вигляді шарнірних лап, що дають змогу регулювати положення підйомника у випадках його підгонки до опорних точок агрегатів, що піднімаються (рис. 5.11, б, в), або жорсткого опорного листа (рис. 5.11, г).

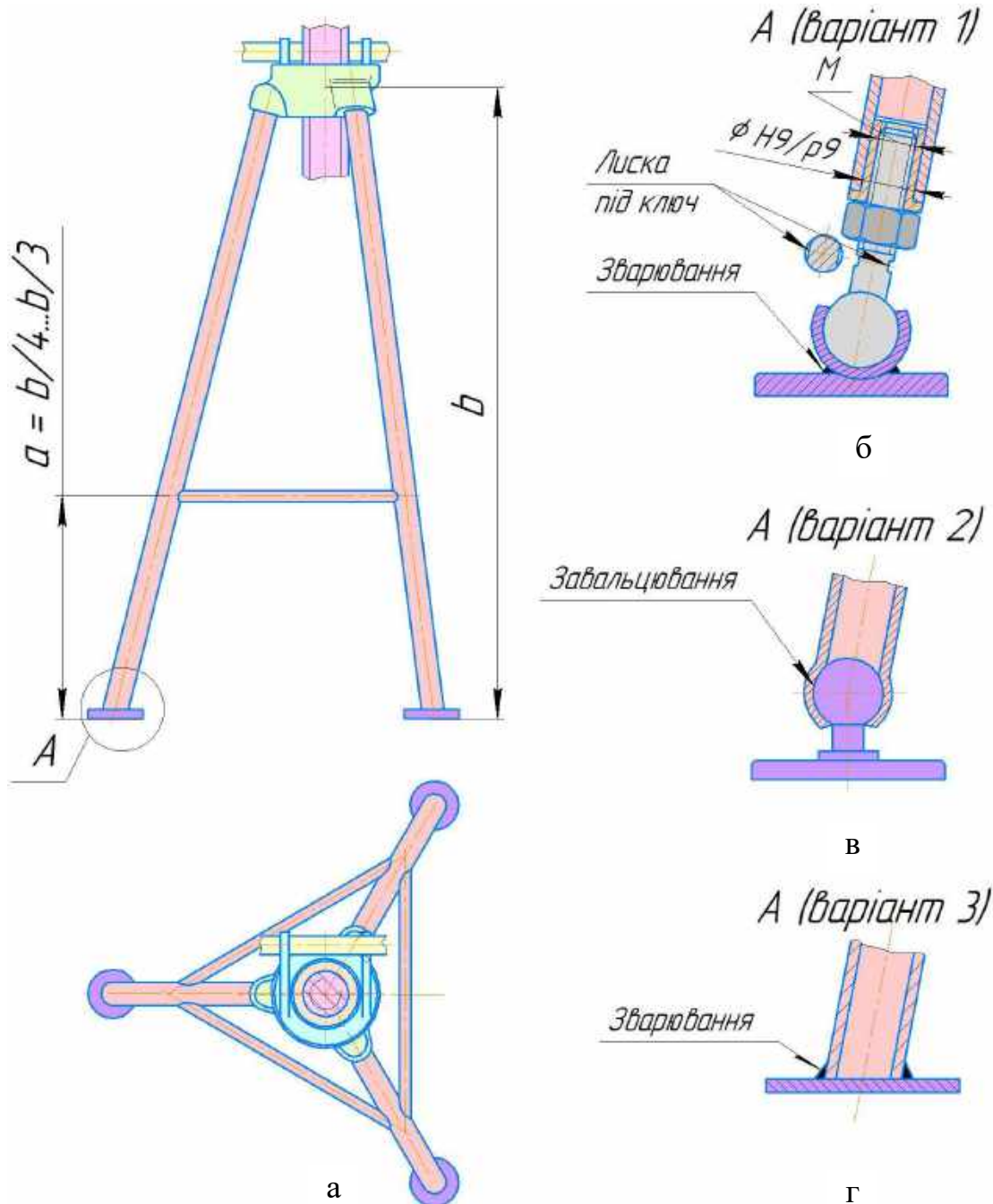


Рис. 5.11. Конструкція опорної частини домкрата:
а – трубчаста станина; б, в, г – різні типи опор

Опора, показана на рис. 5.11, б, дає змогу змінювати кут нахилу домкрата або регулювати висоту одного зі стояків. Досягається це обертанням гвинта зі сферичним наконечником за допомогою гайкового ключа (передбачена спеціальна

линка під ключ). У необхідному положенні опору фіксує контргайка.

Зазвичай регульованим роблять один зі стояків, а два інших – жорсткими, як показано на рис. 5.11, з.

На рис. 5.12 показано варіанти з'єднання рукояток і ручок. У варіанті «а» хвостовик рукоятки (зробленої зазвичай з м'якого матеріалу) розплющують ударами молотка по торцю. Деформуючись, метал рукоятки заповнює радіальний простір між хвостовиком та ручкою і частину простору в конічному поглибленні. У результаті ручка зафіксована в осьовому напрямку, а також від обертання.

У випадках «б» ручки приварені або в поглибленні, або зовні.

Варіант «в» передбачає використання стандартної рукоятки з пластмасовою кульовою ручкою, накрученою на хвостовик рукоятки. У варіанті «г» рукоятка і ручка нестандартні.

На рис. 5.12, д показано спосіб з'єднання у тому випадку, коли рукоятка виконана з труби. У цьому випадку зручно залишити тонкий хвостовик і потім його розвальцювати.

Можливі також кріплення за допомогою звичайного гвинта з потайною головкою (рис. 5.12, е) та інші варіанти.

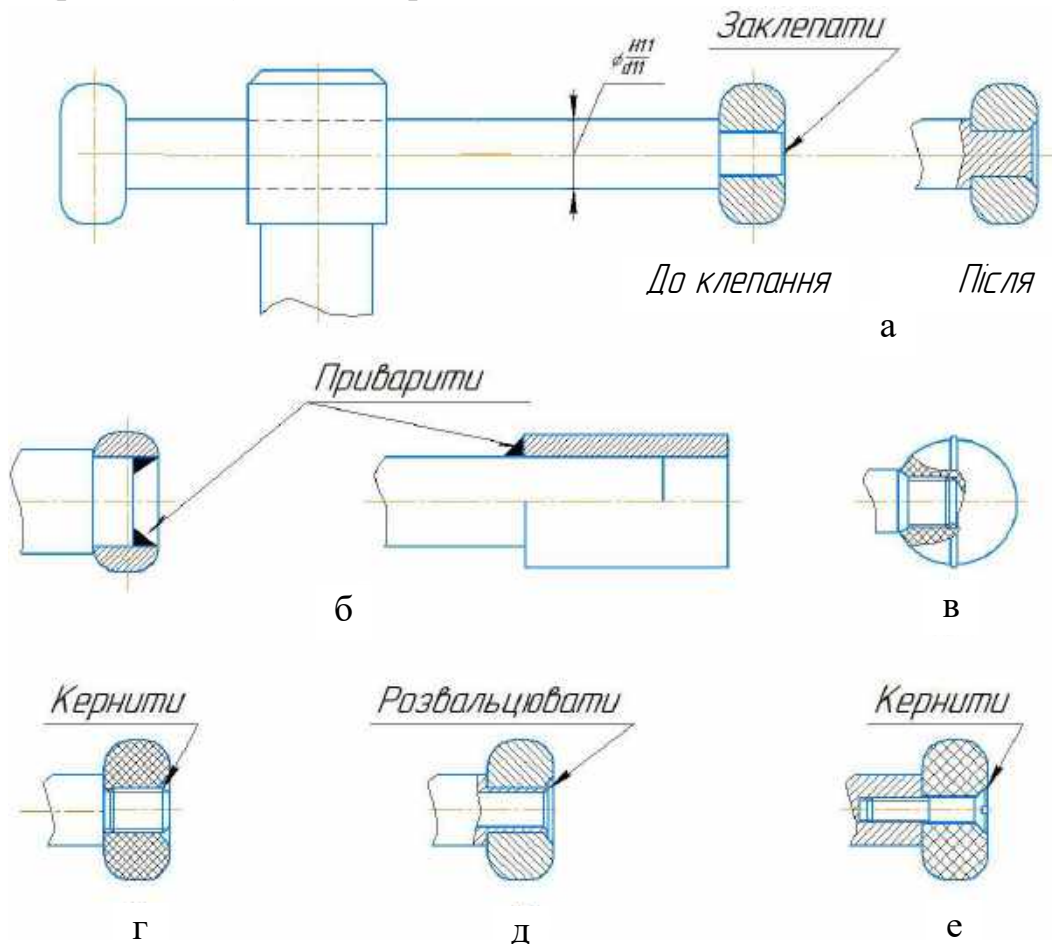


Рис. 5.12. Способи з'єднання рукояток і ручок:
а – клепаанням; б – зварюванням; в, г – різьбою;
д – розвальцюванням; е – гвинтом

Для гвинтів великої вантажопідйомності рукоятку часто подовжують за допомогою труби, що підбирається за місцем. Якщо така можливість передбачається або для транспортування приводний вузол має бути розбірним, рукоятка має бути легкознімною як мінімум з одного боку.

На рис. 5.13 зображено різновиди знімачів: з плоскими поворотними захоплювачами (рис. 5.13, а) і короткими консольними захоплювачами циліндричного або прямокутного (рис. 5.13, б) перерізу.

У першому варіанті захоплювачі обертаються навколо стандартної осі у виконанні під запірне кільце (ГОСТ 9650), гайка зафіксована в корпусі циліндричним штифтом (ГОСТ 3128).

У другому варіанті (див. рис. 5.14, б) захоплювачі переміщуються перпендикулярно до осі вантажного гвинта і в необхідному положенні їх фіксують гвинтами.

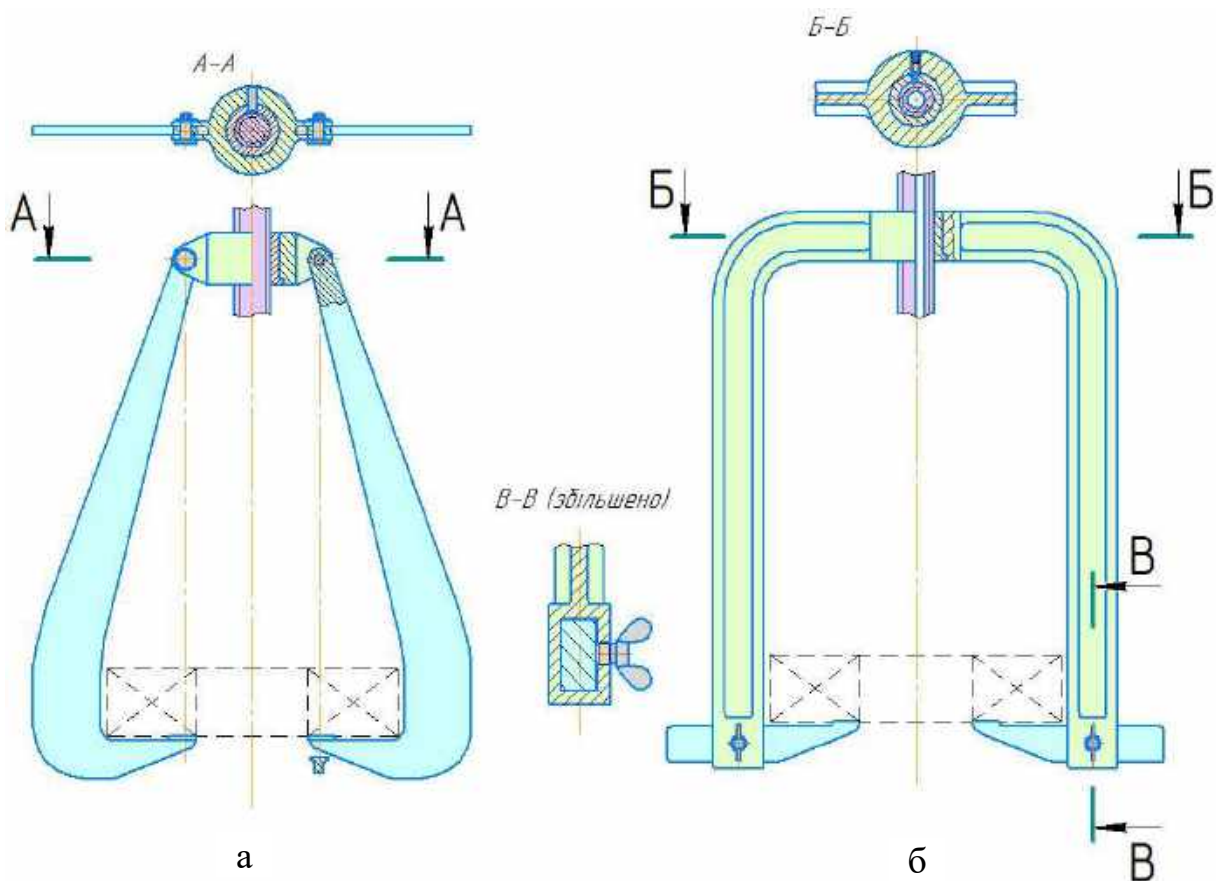


Рис. 5.13. Конструкції корпусів знімачів підшипників:
а – із захоплювачами, що повертаються; б – з лапами

На рис. 5.14 подано приклад конструкції литого корпусу преса із одним стояком. У цьому варіанті на рухомій плиті є виступи, що ковзають по напрямному стояку. Стояк має тавровий переріз зі змінною висотою в міру віддалення від точки прикладання робочого зусилля. Основа являє собою суцільну плиту з ребрами жорсткості на нижній частині. У деяких випадках у плиті роблять отвори для видавлювання вала, з якого знімають підшипник (див. рис. 1.7), і т. ін.

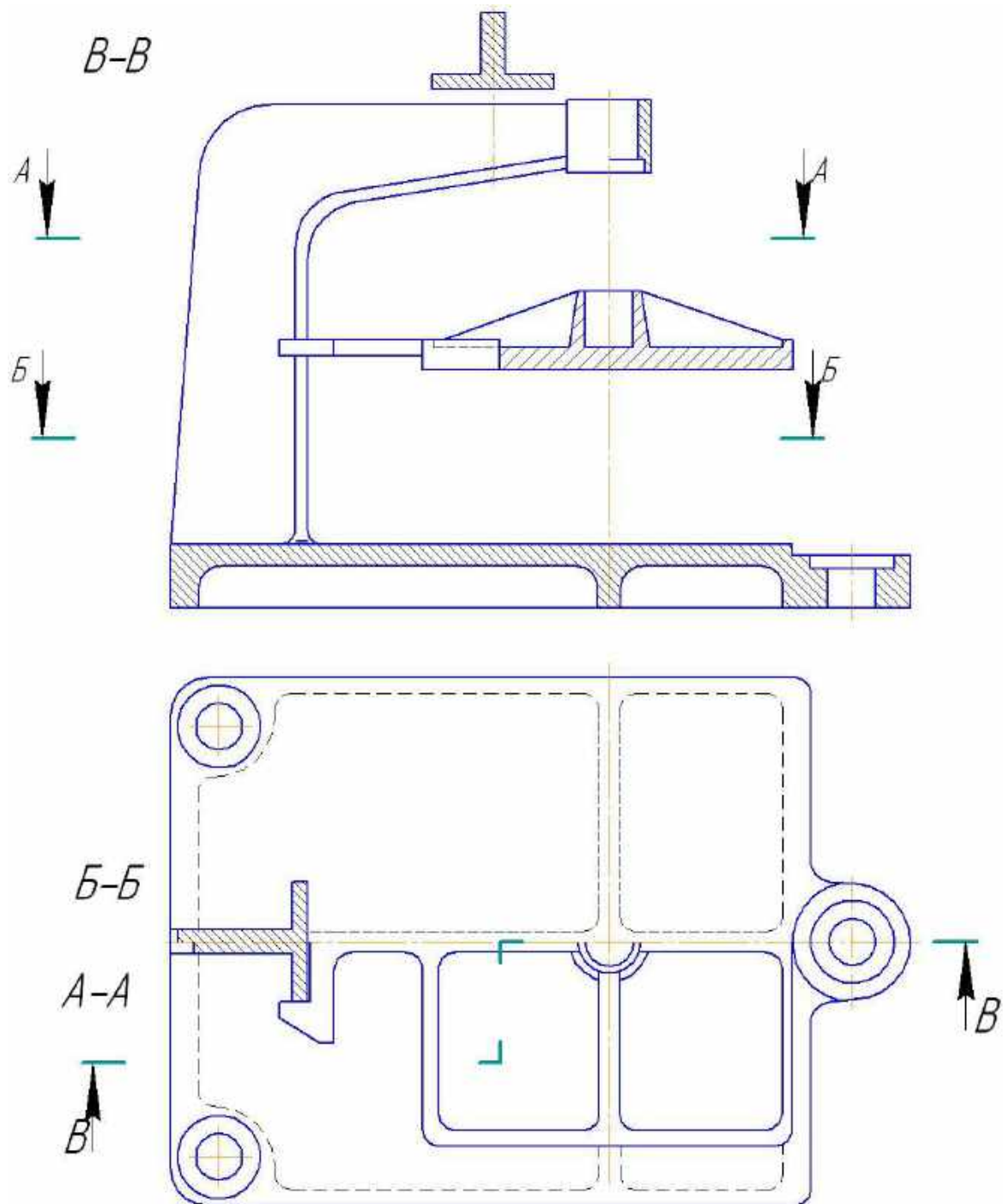


Рис. 5.14. Литий корпус преса з одним стояком

На рис. 5.15 показано конструкції двостоякових пресів у звареному і литому виконанні. У пресів з двостояковими станинами верхня поперечина розташована на двох стояках, по напрямних яких рухається горизонтальний повзун, з'єднаний із верхньою поперечною вантажним гвинтом.

Одно- і двостоякові станини можуть бути суцільними і складеними, стягнутими різьбовими шпильками або болтами. На рис. 5.15 зліва стояк затягується знизу гайкою, справа стояк ввернуто у станину.

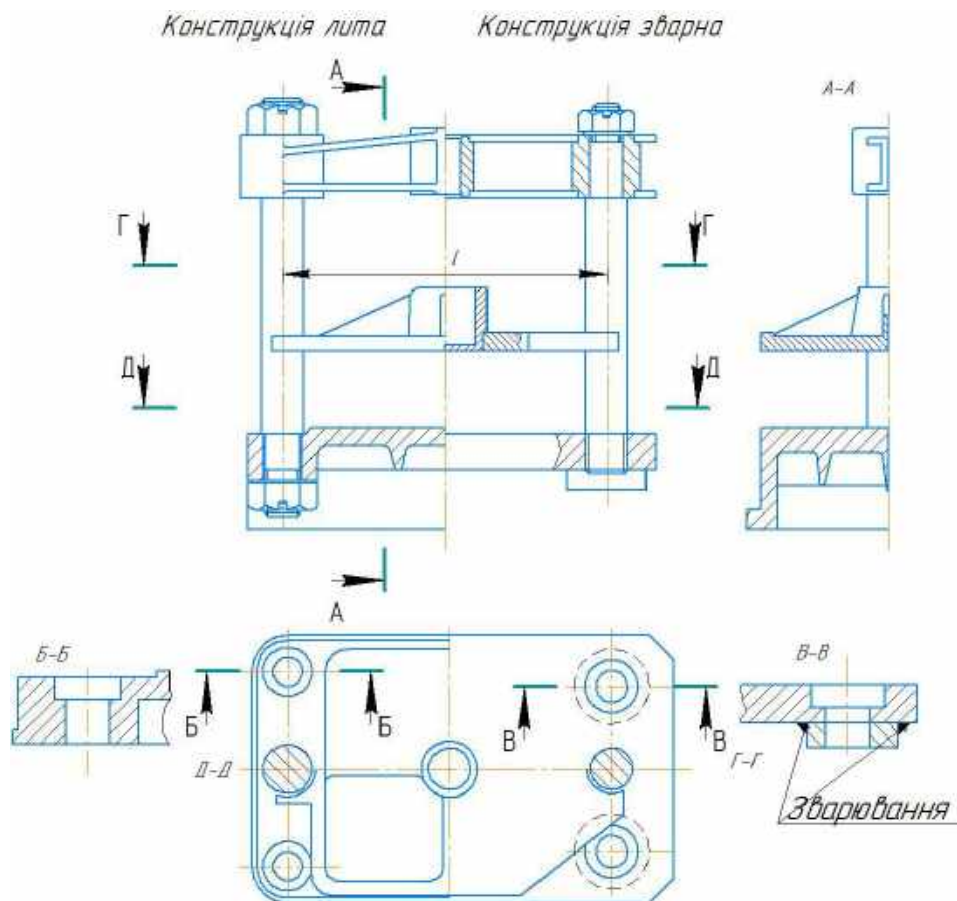


Рис. 5.15. Конструкції корпусів пресів з двома стояками

6. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ

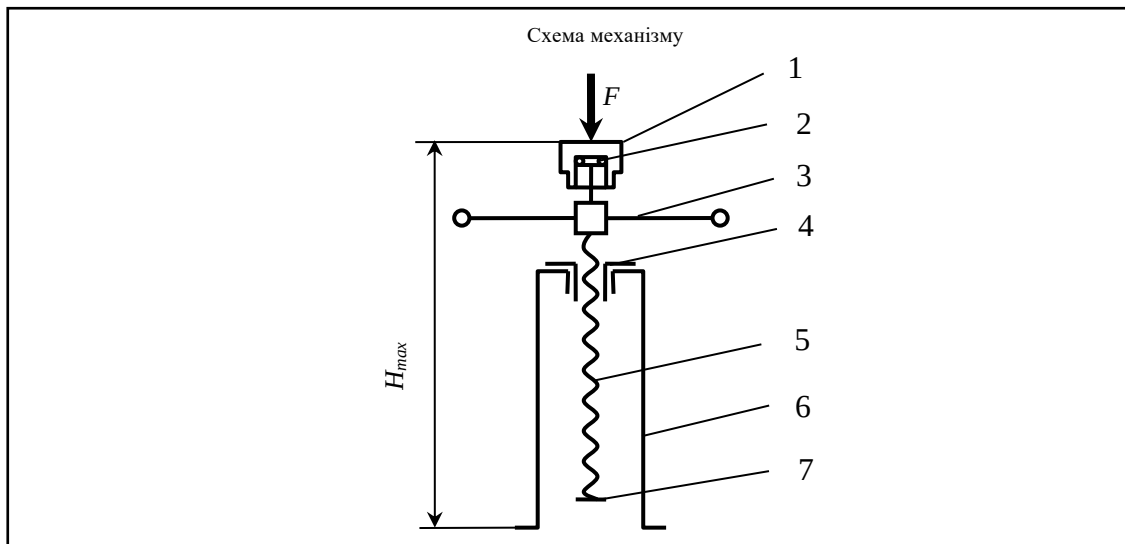
6.1. Домкрат з гвинтом, що обертається

6.1.1. Вхідні дані

Спроектувати домкрат гвинтовий з обертовим гвинтом за такими даними та схемою:

Осьова сила F , Н		27 500
Хід гвинта l , мм		240
Гвинт	матеріал *	Сталь 40Х загартована
	коефіцієнт повноти перерізу α	0,6
Матеріал гайки *		Бронза олов'яниста
Обертовий елемент		Гвинт
Тип різьби		Упорна
Максимальна висота, мм		600

* Якщо не задано, матеріали вибирають за дод. 1 та табл. 2.6.



№ п/п	Найменування	Функція
1	П'ята	Місце прикладання сили ваги вантажу, що піднімається
2	Підшипник	Забезпечує легке обертання гвинта відносно нерухомої п'яти, передає зовнішню осьову силу від п'яти до гвинта
3	Рукоятка	Місце прикладання рушійної сили
4	Гайка	Спільно з гвинтом призначена для перетворення обертального руху на поступальний, передає зовнішню осьову силу та рушійний момент від гвинта до корпусу
5	Гвинт	Спільно з гайкою перетворює обертальний рух на поступальний, передає до корпусу зовнішню осьову силу від п'яти і рушійний момент від рукоятки
6	Корпус	Об'єднує всі деталі в один механізм, передає зовнішню осьову силу і рушійний момент від гайки на опору
7	Стопор	Запобігає повному викручуванню гвинта з гайки

6.1.2. Розрахунок гвинта

6.1.2.1. Визначення розмірів різьби

Визначимо діаметр різьби з умови її зносостійкості (див. формулу (2.8)):

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_h \psi_H [p]}}$$

де d_2 – середній діаметр витків різьби; F – задане зовнішнє навантаження;
 $\psi_h = H_1 / P$ – стандартний коефіцієнт висоти різьби, для заданої упорної різьби
 $\psi_h = 0,75$ (для трапецеїдальної різьби $\psi_h = 0,5$); $\psi_H = H/d_2$ – коефіцієнт висоти гайки, вибираємо з рекомендованого діапазону (1,2...2,5) $\psi_H = 1,2$; $[p]$ – допустимий питомий тиск, відповідно до рекомендацій (див. табл. 2.5) для сталі по

олов'янистій бронзі $[p] = 10 \dots 15$ МПа (для сталі по безолов'янистій бронзі $[p] = 5 \dots 7$ МПа). Виберемо найбільше значення, у цьому випадку розрахований діаметр вийде мінімальним, і стандартне значення потрібно буде вибрати більше розрахованого.

Подальший розрахунок, з огляду на його непередбачуваність, зручніше виконувати з використанням будь-якої спеціалізованої програми, наприклад MS Excel. Для тих, хто хоче навчитися використанню сучасної комп'ютерної техніки в інженерних розрахунках, далі наведено скріншоти розрахунку. Якщо бажання або можливості немає, можна рахувати як в минулому тисячолітті на калькуляторі (див. далі, починаючи з табл. 6.1).

Отже, якщо ви маєте базові навички роботи в Excel (вмієте відкрити/закрити/зберегти і т. ін.), розташуйте на чистому аркуші вхідні дані, позначені параметри і формулу (2.8) (тут і далі зеленим фоном виділено параметри, що вводяться вручну, результати розрахунків за формулами – без виділення):

	A	B	C	D
1	Вхідні дані			
2	Сила, Н		27500	
3	Хід гвинта l, мм		210	
4	Коефіцієнт повноти перерізу α		0,6	
5				
6	Розрахунок різьби			
7				
8	ψh		0,75	
9	ψН		1,2	
10	[p], МПа		15	
11	d2		25,46	

Таким чином, мінімальний середній діаметр різьби має бути 25,46 мм. Виберемо з правої частини табл. 3.2 (для трапецеїдальної різьби – з табл. 3.1) тричотири варіанти стандартної різьби поспіль, у якої d_{2cm} більше розрахованого:

Розміри, мм, в порядку зростання d_1				Розміри, мм, в порядку зростання d_2			
Внутрішній d_1	Середній d_2	Зовнішній d	Крок P	Середній d_2	Внутрішній d_1	Зовнішній d	Крок P
20,5	24,25	28	5	24,50	17,0	32	10
21,0	25,50	30	6	25,50	21,0	30	6
21,0	28,50	36	10	27,50	23,0	32	6
23,0	27,50	32	6	27,75	25,5	30	3
25,0	32,50	40	10	28,50	21,0	36	10
25,5	27,75	30	3	29,75	27,5	32	3
27,0	31,50	36	6	31,50	27,0	36	6

Перенесемо на лист Excel виділений фрагмент табл. 3.2:

	A	B	C	D	E	F
1		Вхідні дані				
2		Сила, Н	27500			
3		Хід гвинта l , мм	210			
4		Коефіцієнт повноти перерізу α	0,6			
5						
6		Розрахунок різьби				
7						
8		ψh	0,75			
9		ψH	1,2			
10		$[p]$, МПа	15			
11		d_2	25,46			
12						
13		Вибір різьби				
14		Варіанти	1	2	3	4
15		d	30	32	30	36
16		P	6	6	3	10
17		d_2	25,50	27,50	27,75	28,50
18		d_1	21,00	23,00	25,50	21,00

Завдання полягає в тому, щоб з цих варіантів вибрати різьбу з самогальмуванням і з максимальним ККД. Умова самогальмування має вигляд

$$\psi < \rho' - 1,$$

де $\psi = \arctg \frac{t}{\pi d_2}$ – кут підйому середньої гвинтової лінії різьби; $t = Pz$ – хід різьби;

P – крок, мм; z – кількість заходів різьби, вибираємо $z = 1$; d_2 – стандартний середній діаметр; $\rho' = \arctg \frac{f}{\cos \alpha'}$ – зведений кут тертя; f – коефіцієнт тертя між ви-

тками гвинта і гайки, відповідно з рекомендаціями (див. табл. 2.1) для пари сталь-бронза при незначному змащуванні (тобто з використанням пластичного мастила) та швидкості руху менше 1 м/с $f = 0,12 \dots 0,15$ вибираємо найгірше з точки зору самогальмування значення 0,12; α' – кут між робочою поверхнею та поверхнею, нормальною до поздовжньої осі різьби (для метричної різьби α' дорівнює 30° , трапецеїдальної – 15° , упорної – 3°).

Напишемо формули, як показано на рисунку:

	A	B	C
13		Вибір різьби	
14		Варіанти	1
15		d	30
16		P	6
17		d_2	25,5
18		d_1	21
19			
20		f	0,12
21		α'	3
22		ρ'	=ГРАДУСЫ(АТАН(С20/СОS(РАДИАНЫ(С21))))
23		ψ	=ГРАДУСЫ(АТАН(С16/3,14/С17))
24		Умова	=ЕСЛИ(С22>С23+1;"так";"ні")

«Протягнемо» формульні клітинки горизонтально:

	A	B	C	D	E	F
13	Вибір різьби					
14	Варіанти		1	2	3	4
15	d		30	32	30	36
16	P		6	6	3	10
17	d2		25,50	27,50	27,75	28,50
18	d1		21,00	23,00	25,50	21,00
19						
20	f		0,12	0,12	0,12	0,12
21	α'		3	3	3	3
22	ρ'		6,85	6,85	6,85	6,85
23	ψ		4,29	3,97	1,97	6,38
24	Умова		так	так	так	ні

Видно, що варіант 4 не підходить.

ККД передачі гвинт-гайка з самогальмуванням не перевищує 0,5 і бажано мати його більше 0,2. Напишемо формулу (2.1)

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')}$$

у наступний рядок на листі і протягнемо його горизонтально:

C25		=TAN(РАД(ВАННІ(C23)))/TAN(РАД(ВАННІ(C23)+C22))				
	A	B	C	D	E	F
13	Вибір різьби					
14	Варіанти		1	2	3	4
15	d		30	32	30	36
16	P		6	6	3	10
17	d2		25,50	27,50	27,75	28,50
18	d1		21,00	23,00	25,50	21,00
19						
20	f		0,12	0,12	0,12	0,12
21	α'		3	3	3	3
22	ρ'		6,85	6,85	6,85	6,85
23	ψ		4,29	3,97	1,97	6,38
24	Умова		так	так	так	ні
25	ККД		0,381	0,363	0,222	0,475

Максимальний ККД у варіанті 1, до того ж різьба має мінімальні розміри, тому для подальших розрахунків скопіюємо його параметри:

13	Вибір різьби					
14	Варіанти		1	2	3	4
15	d		30	32	30	36
16	P		6	6	3	10
17	d2		25,50	27,50	27,75	28,50
18	d1		21,00	23,00	25,50	21,00
19						
20	f		0,12	0,12	0,12	0,12
21	α'		3	3	3	3
22	ρ'		6,85	6,85	6,85	6,85
23	ψ		4,29	3,97	1,97	6,38
24	Умова		так	так	так	ні
25	ККД		0,381	0,363	0,222	0,475
26						
27						
28	Вибраний варіант		1			
29	d		30			
30	P		6			
31	d2		25,50			
32	d1		21,00			
33						
34	f		0,12			
35	α'		3			
36	ρ'		6,85			
37	ψ		4,29			

Якщо комп'ютера під рукою немає, можна виконати все це вручну. Для цього занесемо в табл. 6.1 три-чотири варіанти стандартної різьби, вибрані поспіль з правої частини табл. 3.2 (для трапецеїдальної різьби – з табл. 3.1), у якої діаметр d_{2cm} більше розрахованого.

Таблиця 6.1

Параметр	Спосіб визначення	Значення для варіантів			
		1	2	3	4
Зовнішній діаметр d	—	30	32	30	36
Крок P	—	6	6	3	10
Середній діаметр d_2	—	25,5	27,5	27,75	28,5
Внутрішній діаметр d_1	—	21	23	25,5	21
Коефіцієнт тертя f	0,12...0,15	0,12			
Кут тертя ρ , ° *	$\rho' = \arctg \frac{f}{\cos \alpha'}$	6,85			
Кут підйому ψ , ° *	$\psi = \arctg \frac{P}{\pi d_2}$	4,285	3,975	1,972	6,376
Умова самогальмування	$\psi < \rho' - 1$	ok	ok	ok	немає
ККД передачі гвинт-гайка η	$\eta = \frac{\tg \psi}{\tg(\psi + \rho')}$	0,381	0,363	0,222	0,475
Вибрана різьба		+	—	—	—

* Переключіть калькулятор на градуси (поставити перемикач на DEG). Якщо такої функції немає, результат треба перевести у градуси за допомогою співвідношення:
 результат_у_градусах = результат_у_радіанах $\cdot$ 180 / π .

Занотуємо маркування вибраної різьби, яке містить:

- умовне позначення типу різьби (S – упорної, Tr – трапецеїдальної);
- зовнішній діаметр d і крок P , розділені знаком «х»;
- номер стандарту.

Разом: S30x6 ГОСТ 10177.

6.1.2.2. Перевірний розрахунок гвинта

Визначимо небезпечний переріз (див. рис. 2.3, а) і перевіримо гвинт на міцність у цьому перерізі.

Небезпечним буде переріз, де діють одночасно максимальна осьова сила і максимальний крутний момент. З епюри розподілу навантажень уздовж осі гвинта видно, що небезпечною є ділянка ВС (рис. 6.1).

Оскільки тут діють одночасно нормальні напруження від осьової сили і дотичні – від моменту, наведені напруження обчислюємо за теорією міцності (формула (2.9)):

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_{\text{ст}}^2 + 4\tau_{\text{кр}}^2} \leq \varphi[\sigma],$$

де нормальні напруження від стискання $\sigma_{cm} = F/A$;

площа перерізу $A = \frac{\pi}{4} d_1^2 (1 - \alpha^2)$;

дотичні напруження від кручення $\tau_{кр} = \frac{T_{кр}}{W_\rho}$;

крутний момент, який дорівнює моменту гвинтової пари (формула (2.2)),

$$T_{ГП} = F \frac{d_2}{2} t g(\psi + \rho');$$

полярний момент опору перерізу гвинта $W_\rho = \frac{\pi d_1^3}{16} (1 - \alpha^4)$.

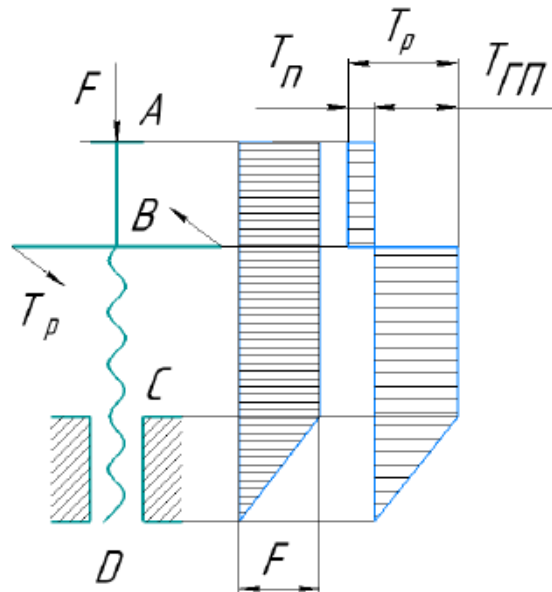


Рис. 6.1. Небезпечний переріз гвинта

У цих формулах α – заданий коефіцієнт повноти перерізу гвинта, у нашому випадку $\alpha = 0,6$ (див. вхідні дані). Крім того, використовуємо стандартні середній і внутрішній діаметри вибраної різьби, тобто $d_2 = 25,5$ мм і $d_1 = 21$ мм.

В Excel цей розрахунок має вигляд:

A	B	C	A	B	C
40	Перевірний розрахунок гвинта		40	Перевірний розрахунок гвинта	
41			41		
42	Площа А, мм.кв	=ПІИ()*С32^2*(1-С4^2)/4	42	Площа А, мм.кв	222
43	Нормальні напр. σ , МПа	=С2/С42	43	Нормальні напр. σ , МПа	124
44			44		
45	Рушійний момент Тгп, Нмм	=С2*0,5*С31*ТАН(РАДІАНЫ(С36+С37))	45	Рушійний момент Тгп,	69028
46	Момент опору W ρ , мм.куб	=ПІИ()*С32^3*(1-С4^4)/16	46	Момент опору W ρ ,	1583
47	Дотичні напр. τ , МПа	=С45/С46	47	Дотичні напр. τ , МПа	44
48			48		
49	Зведені напр., МПа	=КОРЕНЬ(С43^2+4*С47^2)	49	Зведені напр., МПа	152

Визначимо два параметри в правій частині формули (2.9). Перший з них – коефіцієнт зменшення основного допустимого напруження φ . Для того щоб його

розрахувати, треба обчислити гнучкість гвинта

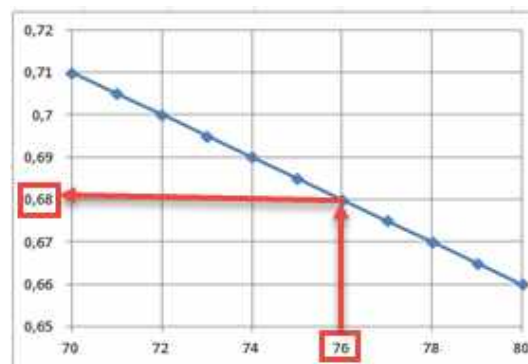
$$\lambda = \frac{\nu l}{\theta d_1},$$

де ν – коефіцієнт зведення довжини гвинта. На рис. 2.5 указано значення ν для різних випадків закріплення гвинта, $\nu = 0,5 \dots 2$. Домкратові з обертовим гвинтом відповідає схема з $\nu = 2$, оскільки верхній кінець може переміщатися, а нижній – жорстко запресований у гайку.

Далі: l – довжина гвинта, що деформується, на 10...20 % більша заданого ходу гвинта, $l = 1,1 \cdot 210 = 231$ мм; d_1 – стандартне значення внутрішнього діаметра різьби, $d_1 = 21$ мм; коефіцієнт θ залежить від коефіцієнта повноти перерізу гвинта α : $\theta = 0,25$ для суцільного перерізу гвинта, для нашого порожнистого із заданим $\alpha = 0,6$ за табл. 2.3 маємо $\theta = 0,29$.

C55			=C51*C54/C52/C32		
	A	B		C	
51	ν			2	
52	θ			0,29	
53	Коеф. збільшення довжини гвинта			1,1	
54	Розрахункова довжина			231	
55	Гнучкість λ			76	

Знаючи гнучкість, визначаємо φ за табл. 2.2. Значення 76 лежить між 70 і 80, тому слід скористатися апроксимацією, наприклад лінійною. Це означає, що реальну залежність φ від λ ми замінюємо прямою лінією, яка проходить через табличні точки [70: 0,71] і [80: 0,66].



Тут враховано, що сталь 40X належить до легованих (літера X означає наявність до 1 % хрому), тому $\varphi = 0,68$.

Допустиме напруження $[\sigma] = \sigma_T / [S]$, де σ_T – границя плинності матеріалу гвинта, визначаємо відповідно до заданого (або вибраного) матеріалу з таблиці в дод. 1, для загартованої сталі 40X $\sigma_T = 1100$ МПа.

Коефіцієнт запасу міцності $[S]$ вибираємо за рекомендаціями, зокрема для домкратів $[S] = 4 \dots 6$, вважаємо $[S] = 4$ з таких конструктивних міркувань: якщо умова міцності не виконується, необхідно збільшувати діаметр різьби. Якщо взяти запас більше мінімального, то треба буде розраховувати реальний запас і все одно порівнювати його з мінімальним.

Товщина стінки гайки з розрахунку зазвичай виявляється дуже малою, тому зовнішній діаметр гайки вибираємо конструктивно: $D_f = d + (2...4) P$ (d – зовнішній діаметр різьби, $d = 30$ мм; P – крок; коефіцієнт виберемо так, щоб різниця діаметрів різьби і гайки була не менше 10 мм, можна взяти 2, оскільки $2 \times 6 = 12$). Тоді $H_f = 30 + 2 \cdot 6 = 42$ мм.

Розмір **заплечика** Δ (див. рис. 2.7, а) визначимо з умови зминання матеріалу гайки (зазвичай менш міцного в парі гайка-корпус) під дією сили F за рівнянням

$$[\sigma_{зм}] = \frac{F}{\pi D_f \Delta} \leq [\sigma_{зм}],$$

де допустиме зминальне напруження визначимо, вибравши матеріал корпусу і гайки. Матеріал гайки частково заданий: олов'яниста бронза. Виберемо з табл. 2.6 бронзу БрОФ 10-1, у якої границя міцності $\sigma_B = 300$ МПа.

Допустиме напруження зминання зазвичай вважають

$$[\sigma_{зм}] = (0,6...0,8) \sigma_B = 0,6 \cdot 300 = 180 \text{ МПа},$$

тоді

$$\Delta = \frac{F}{\pi D_f [\sigma_{зм}]} = \frac{27500}{\pi \cdot 42 \cdot 180} = 1,16 \text{ мм}.$$

Розмір виявився близьким до розміру фаски, тому збільшимо Δ до 3 мм.

Висоту заплечика h визначимо з умови його вигину під дією сили F . З урахуванням зроблених припущень висоту можна знайти з умови міцності на згин

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_0} \leq [\sigma_{зг}],$$

для прямокутного перерізу

$$W_0 = \frac{bh^2}{6} = \frac{\pi D_f h^2}{6} \text{ і } h = \sqrt{\frac{6F\Delta}{\pi D_f [\sigma_{зг}]}}.$$

Оскільки гайку встановлено в корпус за варіантом «а» (див. рис. 2.7), в цю формулу підставимо допустиме напруження $[\sigma_{зг}]$ для матеріалу, з якого виготовлений заплечик, тобто для матеріалу корпусу. Вибираємо ливарну сталь 20Л з таблиці в дод. 1, $[\sigma_{зг}] = 110$ МПа.

Якщо гайку встановлено в корпус за варіантом «б», треба брати $[\sigma_{зг}]$ для матеріалу гайки. Коли немає табличних значень, можна взяти

$$[\sigma_{зг}] = (0,15...0,3) \sigma_B = 0,2 \cdot 300 = 60 \text{ МПа}.$$

Тоді

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot 27500 \cdot 3}{\pi \cdot 42 \cdot 110}} = 5,84 \text{ мм округлюємо до 6 мм}.$$

Закріпимо гайку в корпусі за допомогою штифта (див. рис. 2.10, а). Його діаметр знаходимо з умови міцності на зріз (перша з формул (2.15)):

$$d_0 = \sqrt{\frac{2T_{\text{ВП}}}{D_f} \frac{4}{\pi [\tau_{зп}]} = \sqrt{\frac{2 \cdot 69028}{42} \frac{4}{\pi \cdot 160}} = 5,13 \text{ мм},$$

округлюємо до найближчого більшого стандартного розміру 6 мм.

Тут $[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження зрізу для матеріалу штифта. Виберемо для нього також конструкційну сталь 40Х, у якої $[\tau_{зр}] = 160$ МПа.

За другою з формул (2.15) (умова міцності на зминання матеріалу гайки) знаходимо мінімальну довжину тієї частини штифта, яка входить у гайку:

$$l = \frac{2T_{гп}}{D_{г}[\sigma_{зм}]d_0} = \frac{2 \cdot 69028}{42 \cdot 180 \cdot 6} = 3,04 \text{ мм.}$$

Тут $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання, вибираємо за матеріалом гайки як менш міцному в парі штифт-гайка (значення одержано вище).

Остаточна довжина штифта визначається при конструюванні.

Виконуємо ескіз у натуральну величину або 3D-модель пари гвинт-гайка і результат погоджуємо з керівником. При конструюванні гвинтів, опор, гайок і елементів кріплення можна користуватися рекомендаціями, поданими у розд. 5.

6.1.4. Розрахунок опорного вузла (п'яти)

Виберемо тип п'яти за умовами високого ККД і зручності вбудовування її в конструкцію вузла. Взагалі, бажано, щоб ККД механізму мало відрізнявся від ККД гвинтової передачі, що визначається формулою (2.1). При великій відмінності цих ККД необхідно змінити конструкцію п'яти для зменшення втрат на тертя в опорному вузлі.

Щоб визначити ККД, необхідно знати момент тертя в п'яті для всіх варіантів (див. рис. 2.11). Зазначимо, що в завданні передбачено наскрізний отвір у гвинті ($\alpha = 0,6$), тому з перших двох розглянемо варіант «б».

Діаметр кільцевої п'яти визначимо з умови невитискання оливи з поверхні тертя (див. формулу (2.17))

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi(1-\alpha^2)[p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 27500}{\pi(1-0,6^2)15}} = 60,4 \text{ мм,}$$

де $\alpha = 0,6$ – відношення внутрішнього діаметра п'яти $d_{вн}$ до зовнішнього $d_{зов}$ (див. рис. 2.11, б); допустимий питомий тиск $[p]$ залежить від матеріалів пари, що треться (див. табл. 2.5): для сталі по сталі $[p] = 7 \dots 15$ МПа, беремо 15 МПа. Округлюємо отримане значення до 62 мм.

Момент тертя в п'яті (див. формулу (2.21))

$$T_{п} = \frac{1}{3} F f d_{зов} \frac{1-\alpha^3}{1-\alpha^2} = \frac{1}{3} 27500 \cdot 0,12 \cdot 62 \frac{1-0,6^3}{1-0,6^2} = 83545 \text{ Н}\cdot\text{мм.}$$

Тут коефіцієнт тертя f для сталевих пари вибрано за табл. 2.1.

Тоді ККД

$$\eta = \frac{A_{п}}{A_3} = \frac{F p_i}{2\pi(T_{вп} + T_{п})} = \frac{27500 \cdot 6}{2\pi(69028 + 83545)} = 0,17.$$

Очевидно, що плоска кільцева п'ята нас не влаштує, оскільки діаметр різьби 30 мм, а п'ята – в два рази більше. ККД теж дуже малий, тому переходимо до

другого типу – сферичної п'яти.

Радіус сферичної п'яти визначимо з умови контактної міцності за формулою (2.18):

$$R = 0,406\sqrt{F} = 0,406\sqrt{27500} = 67,3 \approx 68 \text{ мм.}$$

Знайдемо момент тертя в п'яті за формулами (2.22) і (2.20):

$$a = 2,22\sqrt[3]{\frac{RF}{E}} = 0,037\sqrt[3]{RF} = 0,037\sqrt[3]{68 \cdot 27500} = 4,54 \text{ мм;}$$

$$T_{\Pi} = \frac{2}{3} F f a = \frac{2}{3} 27500 \cdot 0,12 \cdot 4,54 = 9991 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

і ККД

$$\eta = \frac{F P i}{2\pi(T_{вп} + T_{\Pi})} = \frac{27500 \cdot 6}{2\pi(69028 + 9991)} = 0,33.$$

Розрахуємо варіант з підшипником, оскільки він зазвичай є технологічно простішим.

Розрахунок п'яти з підшипником кочення зводиться до розрахунку потрібної статичної вантажопідйомності за формулою (2.19), підбору стандартного підшипника з вантажопідйомністю, яка більше розрахованої, і визначення моменту тертя за формулою (2.23).

Необхідна статична вантажопідйомність

$$C_0 = SF = 1,5 \cdot 27500 = 41\,250 \text{ Н,}$$

де $S = 1,2 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу.

З дод. 4 вибираємо упорний підшипник з параметрами:

- стандартна вантажопідйомність – 42 500 Н;
- умовне позначення – 8205;
- внутрішній діаметр $d = 25$ мм;
- зовнішній діаметр $D = 47$ мм,
- висота $H = 15$ мм.

Момент тертя в підшипнику (див. формулу (2.23))

$$T_{\Pi} = F f' \frac{d}{2} = 27500 \cdot 0,005 \cdot \frac{25}{2} = 1719 \text{ Н} \cdot \text{мм,}$$

де $f' = 0,005$ – зведений коефіцієнт тертя.

ККД

$$\eta = \frac{F P i}{2\pi(T_{вп} + T_{\Pi})} = \frac{27500 \cdot 6}{2\pi(69028 + 1719)} = 0,371.$$

Отже, варіант з підшипником є найкращим з погляду на вибрані спочатку критерії, проте можуть бути міркування на користь сферичної п'яти, тому остаточне рішення має бути узгоджене з керівником.

6.1.5. Розрахунок рукоятки

Довжина рукоятки

$$l = \frac{T_{ГП} + T_{П}}{Q_P} + 100 \text{ мм} = \frac{69028 + 1719}{250} + 100 = 383 \approx 400 \text{ мм.}$$

Тут Q_P – сила робітника, значення вибрано з діапазону 200...250 Н.

Діаметр рукоятки знайдемо за умови міцності на згин у небезпечному перерізі (див. підрозд. 2.5.1). Для цього вибираємо матеріал рукоятки за дод. 1 або з іншого довідника. Треба зауважити, що з ергономічних міркувань діаметр ручки менше 10 мм брати небажано, оскільки вона буде «різати» руки при роботі з великим навантаженням. Тому немає сенсу вибирати високоміцні матеріали, які будуть працювати з великим запасом. Нехай це буде проста вуглецева сталь 20 (допустиме напруження на згин $[\sigma_{зг}] = 170 \text{ МПа}$), тоді

$$d_P = \sqrt[3]{\frac{Q_P l}{0,1[\sigma_{зг}]}} = \sqrt[3]{\frac{250 \cdot 400}{0,1 \cdot 170}} \approx 18 \text{ мм}$$

(значення округлено до відповідного стандартного розміру прутка або труби).

У найпростішому випадку рукоятка проходить крізь горизонтальний отвір у гвинті (див. рис. 2.12). Очевидно, що діаметр рукоятки має бути менше діаметра гвинта. Товщина стінки має становити 4...5 мм, для слабонавантажених виробів – не менше 3 мм. У нашому випадку буде $(30 - 18) / 2 = 6 \text{ мм}$, що допустимо. Якщо умова не виконується, можна або збільшити діаметр гвинта в місці отвору під рукоятку на 3...4 мм, але не більше, або змінити конструкцію вузла так, щоб не було отвору.

6.1.6. Розрахунок корпусу

Навантаження перевищує 20 кН, тому корпус домкрата виконаємо литим зі сталі 20Л ($[\sigma_{см}] = 90 \text{ МПа}$, $[\sigma_{зг}] = 110 \text{ МПа}$) з товщиною стінки $\delta = 8 \text{ мм}$ і зовнішнім діаметром корпусу в поєднанні з гайкою:

$$d_{зов} = D_{Г} + 2(\delta + 2) = 42 + 2(8 + 2) = 62 \text{ мм.}$$

Форма корпусу – циліндрична, з квадратною опорною плитою. Для полегшення конструкції в корпусі передбачено вирізи.

Матеріал корпусу витримує стиснення від сили F і кручення від дії моменту гвинтової пари $T_{ГП}$, тому еквівалентне напруження в небезпечному перерізі (див. рис. 2.17) розрахуємо з використанням третьої гіпотези міцності

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{см}^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma],$$

де $\sigma_{см}$ – напруження стиснення; τ – напруження кручення; $[\sigma]$ – допустиме напруження.

Напруження стиснення визначимо за формулою

$$\sigma_{\text{ст}} = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi(d_{\text{зов}}^2 - d_{\text{в}}^2)} = \frac{4F}{\pi d_{\text{зов}}^2 (1 - \alpha^2)} = \frac{4 \cdot 27500}{\pi \cdot 62^2 (1 - 0,68^2)} = 16,8 \text{ МПа},$$

де $d_{\text{в}}$ – внутрішній діаметр корпусу в небезпечному перерізі (для циліндричного корпусу може дорівнювати зовнішньому діаметру гайки $D_{\text{Г}}$, для конічного корпусу – визначений за ескізним кресленням).

Коефіцієнт повноти небезпечного перерізу

$$\alpha = d_{\text{в}} / d_{\text{зов}} = 42/62 = 0,68,$$

напруження кручення

$$\tau = \frac{T_{\text{ГП}}}{0,2 d_{\text{зов}}^3 (1 - \alpha^4)} = \frac{69028}{0,2 \cdot 62^3 (1 - 0,68^4)} = 0,63 \text{ МПа},$$

тоді

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{\text{ст}}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{16,8^2 + 4 \cdot 0,63^2} \approx 17 \text{ МПа}.$$

Таким чином, умову міцності виконано: $17 < 90 \text{ МПа}$.

Розрахункову площу опорної плити визначаємо за умови обмеження зми-
нання матеріалу, на який встановлено домкрат. Для дерева $[\sigma_{\text{зм}}] = 2 \text{ МПа}$. Тоді з
умови міцності

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{F}{A_{\text{пл}}} \leq [\sigma_{\text{зм}}]$$

отримаємо

$$A_{\text{плр}} = \frac{F}{[\sigma_{\text{зм}}]} = \frac{27500}{2} = 13\,750 \text{ мм}^2.$$

Виходячи з цього значення, визначимо розміри опорної поверхні. Внутріш-
ній діаметр опорної плити D_2 (див. рис. 2.17) для циліндричного корпусу може
бути взятий таким, що дорівнює зовнішньому діаметру гайки $D_{\text{Г}}$, для конічного
корпусу – визначений за ескізним кресленням. Зовнішній розмір D_1 для квадратної
плити

$$D_1 = \sqrt{A_{\text{плр}} + \frac{\pi}{4} D_2^2} = \sqrt{13750 + \frac{\pi}{4} 42^2} = 123 \text{ мм}.$$

Прийнято $D_1 = 120 \text{ мм}$. Для круглої плити було б

$$D_1 = \sqrt{\frac{4A_{\text{плр}}}{\pi} + D_2^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13750}{\pi} + 42^2} \approx 140 \text{ мм}.$$

Товщину плити h за умови нормального заповнення форми при литті бе-
remo такою, що дорівнює товщині стінки корпусу.

6.1.7. Оформлення документації

На основі узгодженого ескізу або зібраної 3D-моделі утворюють 2D-крес-
лення механізму. Для того щоб конструкція була зрозуміла, зазвичай досить фро-
нтального і вигляду зверху з додатковими зображеннями і розрізами (рис. 6.2). Їх
кількість треба узгодити з викладачем.

На кресленні проставляють **розміри**:

- габаритні всього механізму (400 мм) і відстані між крайніми положеннями частин, що переміщуються (наприклад, хід гвинта – 390...600 мм);
- приєднувальні – розміри елементів, якими механізм контактує з оточуючими деталями під час роботи: діаметри і міжосьові відстані отворів для кріплення механізму, габарити опорної частини (120 мм) та ін.;
- посадочні – розміри, за якими відбувається з'єднання деталей при складальних операціях: посадки підшипників на вали ($\phi 25$ L0 / js6) і в корпуси, гайки в корпус, елементів кріплення для гайки і корпусу, штифтів ($\phi 6$), осей тощо; різьба (S30x6).

На кресленні над основним написом наносять технічні вимоги та технічну характеристику виробу. У **технічних вимогах** указують:

- спосіб змащування деталей і тип оливи;
- відомості про фарбування виробу;
- додаткові відомості про збирання виробу (наприклад, спосіб зварювання, послідовність з'єднання деталей і т. ін.);
- вимоги щодо маркування, пакування, про умови зберігання та транспортування;
- інше.

У **технічній характеристиці** наводять задані на проєктування дані та основні параметри спроектованого механізму: ККД, зусилля на рукоятці (для виробів з механічним приводом – потрібну потужність) і т. ін.

Текстова частина домашнього завдання складається з пояснювальної записки та специфікації. Пояснювальну записку виконують відповідно до вимог стандарту ХАІ. Специфікацію (рис. 6.3) оформляють додатком до записки відповідно до вимог ЄСКД.

6.1.8. Запитання для підготовки до захисту

1. У чому полягає принцип роботи гвинтової передачі?
2. Які основні переваги ходових різьб?
3. Що таке кут підйому гвинтової лінії та кут тертя різьби і як їх визначити? Покажіть ці кути графічно.
4. Принцип дії та умова самогальмування.
5. ККД гвинтової передачі, його межі та шляхи підвищення.
6. Умова міцності гвинта з урахуванням стійкості.
7. Умова зносостійкості різьби.
8. Проєктувальний розрахунок та порядок вибору стандартної різьби.
9. Розрахунок та конструювання гайки/опорного вузла/рукоятки/корпусу. Переваги та недоліки вибраного варіанта.
10. Покажіть на кресленні деталі, які працюють на розтягування/стиснення/зминання/зріз/кручення/згин та запишіть відповідну умову міцності.

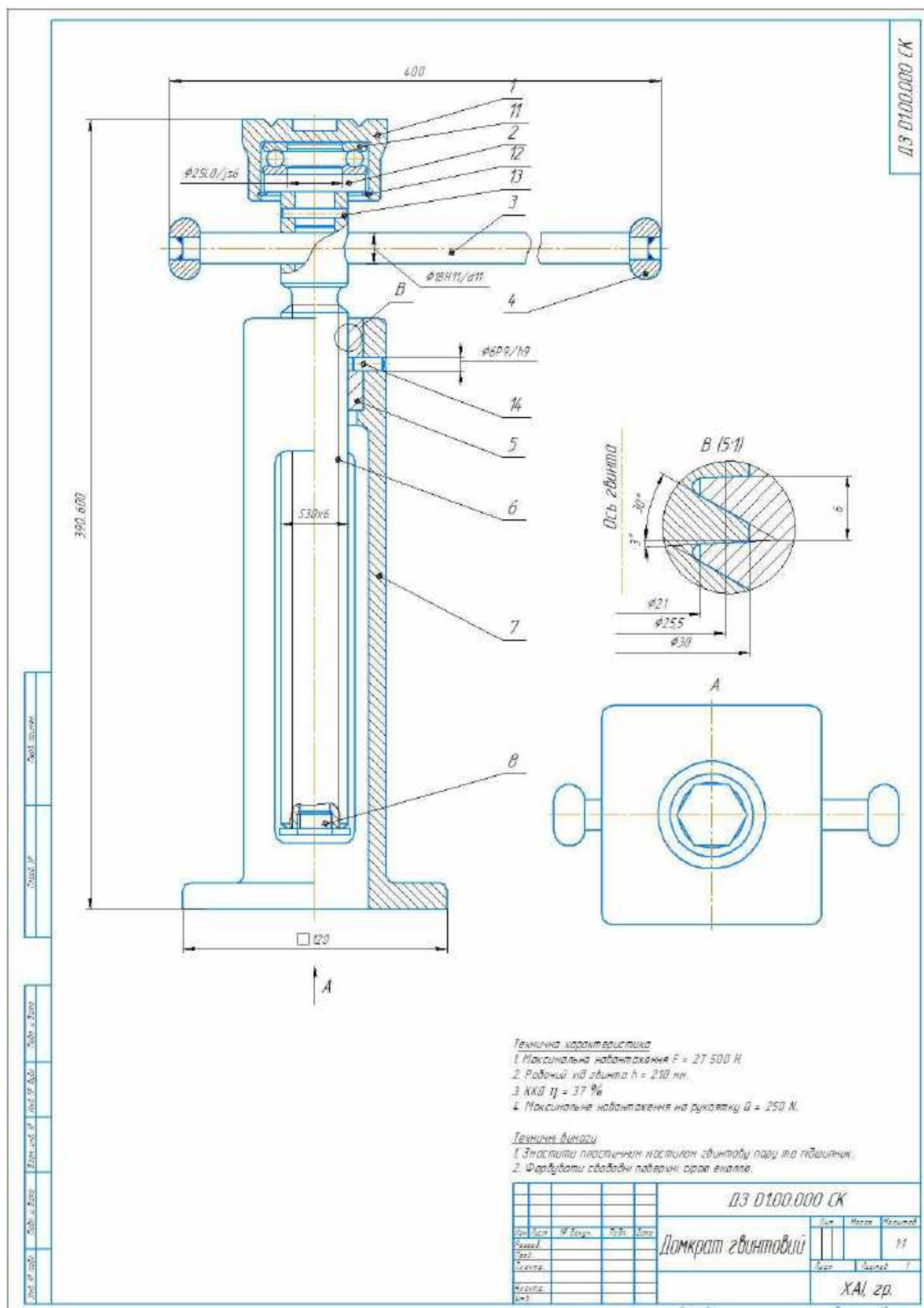


Рис. 6.2. Кресленик домкрата гвинтового

Форм.	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.
				<u>Документація</u>		
A2			ДЗ D1.00.000 СК	Кресленик складальний	1	
				<u>Деталі</u>		
БК		1	ДЗ D1.00.001	П'ята	1	
БК		2	ДЗ D1.00.002	Перехідник	1	
БК		3	ДЗ D1.00.003	Ручка	1	
БК		4	ДЗ D1.00.004	Обмежувач	2	
БК		5	ДЗ D1.00.005	Гайка	1	
БК		6	ДЗ D1.00.006	Гвинт ходовий	1	
БК		7	ДЗ D1.00.007	Корпус	1	
БК		8	ДЗ D1.00.008	Стопор	1	
				<u>Стандартні вироби</u>		
		11		Підшипник 8205Н ГОСТ 7872	1	
		12		Кільце А48.50 ХГА ГОСТ 13941-86	1	
		13		Штифт 5x30 ГОСТ 3128-70	1	
		14		Штифт 6x14 ГОСТ 3128-70	1	
				ДЗ D1.00.000		
вим	лист	№ докум.	Підпис	Дата		
Розробник					Літ.	лист
Перев.						листів
Т.конт						
Н.конт						
Затв.						
Домкрат гвинтовий						

Рис. 6.3. Специфікація до домкрата гвинтового

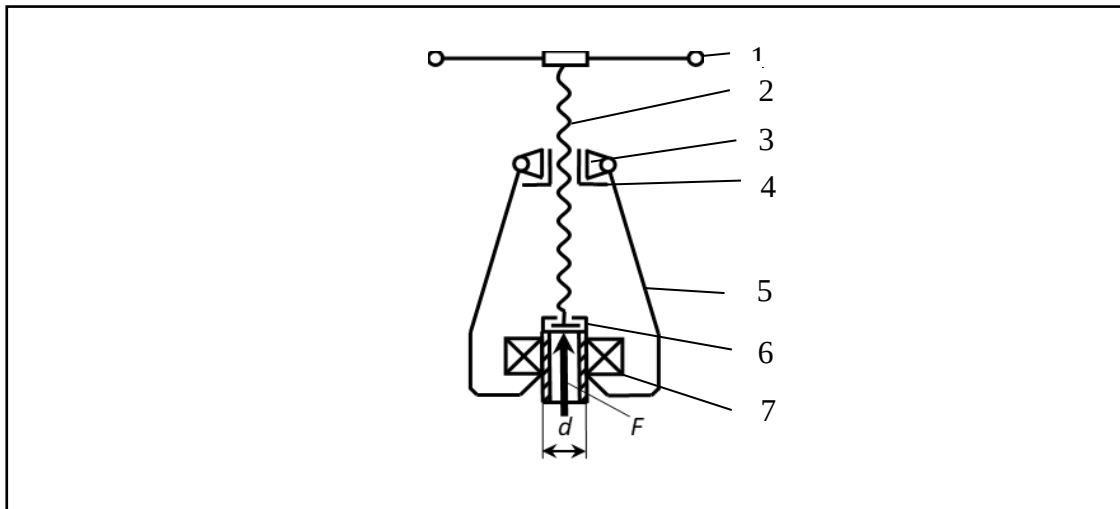
6.2. Знімач підшипників

6.2.1. Вхідні дані

Спроектувати гвинтовий знімач підшипників за даними та схемою:

Осьова сила F , Н		12 000
Хід гвинта l , мм		250
Гвинт	матеріал *	Сталь 35 поліпшена
	коефіцієнт повноти перерізу α	0,5
Матеріал гайки *		Бронза безолов'яниста
Обертвий елемент		Гвинт
Тип різьби		Трапецеїдальна
Номер підшипника, що знімається		7520

* Якщо не задано, матеріали вибирають за дод. 1 та табл. 2.6.



№ п/п	Найменування	Функція
1	Рукоятка	Місце прикладання рушійної сили
2	Гвинт	Спільно з гайкою перетворює обертальний рух на поступальний, передає до корпусу осьову силу від п'яти і рушійний момент від рукоятки
3	Корпус	Об'єднує всі деталі в один механізм, передає осьову силу і рушійний момент від гайки до захоплювачів
4	Гайка	Спільно з гвинтом перетворює обертальний рух на поступальний, передає зовнішню осьову силу та рушійний момент від гвинта до корпусу
5	Захоплювач	Передає силу для знімання від корпусу до підшипника
6	П'ята з підшипником	Місце прикладання осьової сили. Передає зовнішню осьову силу від п'яти до гвинта. Забезпечує легке обертання гвинта відносно нерухомої п'яти
7	Підшипник, що знімається	Не входить до складу знімача

6.2.2. Розрахунок гвинта

6.2.2.1. Визначення розмірів різьби

Визначимо діаметр різьби з умови її зносостійкості (див. формулу (2.8))

$$d_2 = \sqrt{\frac{F}{\pi \psi_h \psi_H [p]}}$$

де d_2 – середній діаметр різьби;

F – задане зовнішнє навантаження;

$\psi_h = H_1 / P$ – стандартний коефіцієнт висоти різьби, для заданої трапецеїдальної різьби $\psi_h = 0,5$ (для упорної різьби $\psi_h = 0,75$);

$\psi_H = H_r / d_2$ – коефіцієнт висоти гайки, вибираємо з рекомендованого діапазону (1,2...2,5) $\psi_H = 1,5$;

$[p]$ – допустимий питомий тиск, відповідно до рекомендацій (див. табл. 2.5) для тертя сталі по олов'янистій бронзі $[p] = 10...15$ МПа (при терті сталі по безолов'янистій бронзі $[p] = 5...7$ МПа). Виберемо найбільше значення, у цьому випадку розрахований діаметр вийде мінімальним, і стандартне значення потрібно буде вибрати більше розрахованого.

Подальший розрахунок, з огляду на його непередбачуваність, зручніше виконувати з використанням будь-якої спеціалізованої програми, наприклад MS Excel. Для тих, хто хоче навчитися використанню сучасної комп'ютерної техніки в інженерних розрахунках, далі наведено скріншоти розрахунку. Якщо бажання або можливості немає, можна рахувати, як в минулому тисячолітті, на калькуляторі (див. далі починаючи з табл. 6.2).

Отже, якщо ви маєте базові навички роботи в Excel (вмієте відкрити/закрити/зберегти і т. ін.), розташуйте на чистому листі вихідні дані, позначені параметри і формулу (2.8) (тут і далі зеленим фоном виділено параметри, що вводяться вручну, результати розрахунків за формулами – без виділення):

	A	B	C
1	Вхідні дані		
2	Сила, Н		12000
3	Хід гвинта l, мм		250
4	Коефіцієнт повноти перерізу α		0,5
5			
6	Розрахунок різьби		
7			
8	ψh		0,5
9	ψH		1,5
10	[p], МПа		7
11	d2		26,97

Таким чином, мінімальний середній діаметра різьби має бути 26,97 мм. Виберемо з правої частини табл. 3.1 (для упорної різьби – з табл. 3.2) три-чотири варіанти стандартної різьби поспіль, діаметр d_{2cm} якої більше розрахованого.

Фрагмент таблиці 3.1

Розміри, мм, в порядку зростання d_1				Розміри, мм, в порядку зростання d_2			
Внутрішній d_1	Середній d_2	Зовнішній d	Крок P	Середній d_2	Внутрішній d_1	Зовнішній d	Крок P
24,0	25,0	26,0	2,0	26,5	25,0	28,0	3,0
24,0	27,0	30,0	6,0	27,0	22,0	32,0	10,0
24,0	29,0	34,0	10,0	27,0	24,0	30,0	6,0
25,0	26,5	28,0	3,0	27,0	26,0	28,0	2,0
26,0	27,0	28,0	2,0	28,5	27,0	30,0	3,0
26,0	29,0	32,0	6,0	29,0	24,0	34,0	10,0

Перенесемо на лист Excel виділений фрагмент табл. 3.1:

A	B	C	D	E	F
1	Вхідні дані				
2	Сила, Н	12000			
3	Хід гвинта l , мм	250			
4	Коефіцієнт повноти перерізу α	0,5			
5					
6	Розрахунок різьби				
7					
8	ψh	0,5			
9	ψH	1,5			
10	$[p]$, МПа	7			
11	d_2	26,97			
12					
13	Вибір різьби				
14	Варіанти	1	2	3	4
15	d	32	30	28	30
16	P	10	6	2	3
17	d_2	27	27	27	28,5
18	d_1	22	24	26	27

Завдання полягає в тому, щоб з цих варіантів вибрати різьбу з самогальмуванням і максимальним ККД. Умова самогальмування має вигляд

$$\psi < \rho' - 1,$$

де $\psi = \arctg \frac{t}{\pi d_2}$ – кут підйому середньої гвинтової лінії різьби; $t = Pz$ – хід різьби; P – крок, мм; z – кількість заходів різьби, вибираємо $z = 1$; d_2 – стандартний середній діаметр; $\rho' = \arctg \frac{f}{\cos \alpha'}$ – зведений кут тертя; f – коефіцієнт тертя між витками гвинта і гайки, відповідно до рекомендацій (див. табл. 2.1) для пари сталь-бронза при незначному змащуванні (тобто з використанням пластичного мастила) та швидкості руху менше 1 м/с $f = 0,12 \dots 0,15$ вибираємо найгірше з точки зору самогальмування значення 0,12; α' – кут між робочою поверхнею та поверхнею,

нормальною до поздовжньої осі різьби (для метричної різьби α' дорівнює 30° , трапецеїдальної – 15° , упорної – 3°).

Напишемо формули, як показано нижче:

A	B	C
13	Вибір різьби	
14	Варіанти	1
15	d	32
16	P	10
17	d2	27
18	d1	22
19		
20	f	0,12
21	α'	15
22	ρ'	=ГРАДУСЫ(ATAN(C20/COS(РАДИАНЫ(C21))))
23	ψ	=ГРАДУСЫ(ATAN(C16/3,14/C17))
24	Умова	=ЕСЛИ(C22>C23+1;"так";"ні")

«Протягнемо» показані клітинки горизонтально:

A	B	C	D	E	F
13	Вибір різьби				
14	Варіанти	1	2	3	4
15	d	32	30	28	30
16	P	10	6	2	3
17	d2	27	27	27	28,5
18	d1	22	24	26	27
19					
20	f	0,12	0,12	0,12	0,12
21	α'	15	15	15	15
22	ρ'	7,08	7,08	7,08	7,08
23	ψ	6,73	4,05	1,35	1,92
24	Умова	ні	так	так	так

Видно, що варіант 1 не підходить.

Перейдемо до ККД. ККД передачі гвинт-гайка з самогальмуванням не перевищує 0,5 і бажано мати його більше 0,2. Напишемо формулу (2.1)

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')}$$

у наступний рядок на листі і протягнемо його горизонтально:

C25		=TAN(РАДИАНЫ(C23))*TAN(РАДИАНЫ(C23+C22))						
A	B	C	D	E	F	G	H	I
13	Вибір різьби							
14	Варіанти	1	2	3	4			
15	d	32	30	28	30			
16	P	10	6	2	3			
17	d2	27	27	27	28,5			
18	d1	22	24	26	27			
19								
20	f	0,12	0,12	0,12	0,12			
21	α'	15	15	15	15			
22	ρ'	7,08	7,08	7,08	7,08			
23	ψ	6,73	4,05	1,35	1,92			
24	Умова	ні	так	так	так			
25	ККД	0,480	0,360	0,159	0,212			

Максимальним буде ККД за варіантом 2, тому для подальших розрахунків скопіюємо його параметри:

A	B	C	D	E	F
14	Варіанти	1	2	3	4
15	d	32	30	28	30
16	P	10	6	2	3
17	d2	27	27	27	28,5
18	d1	22	24	26	27
19					
20	f	0,12	0,12	0,12	0,12
21	α'	15	15	15	15
22	ρ'	7,08	7,08	7,08	7,08
23	ψ	6,73	4,05	1,35	1,92
24	Умова	ні	так	так	так
25	ККД	0,480	0,360	0,159	0,212
26					
27					
28	Вибраний	2			
29	d	30,0			
30	P	6,0			
31	d2	27,0			
32	d1	24,0			
33					
34	f	0,12			
35	α'	15			
36	ρ'	7,08			
37	ψ	4,05			

Якщо комп'ютера під рукою немає, можна виконати все це вручну. Для цього занесемо в табл. 6.2 три-чотири варіанти стандартної різьби, вибрані поспіль з правої частини табл. 3.1 (для упорної різьби – з табл. 3.2), діаметр d_{2cm} якої більше розрахованого.

Таблиця 6.2

Параметр	Спосіб визначення	Значення для варіантів			
		1	2	3	4
Зовнішній діаметр d	—	32	30	28	30
Крок P	—	10	6	2	3
Середній діаметр d_2	—	27	27	27	28,5
Внутрішній діаметр d_1	—	22	24	26	27
Коефіцієнт тертя f	0,12...0,15	0,12			
Кут тертя ρ , ° *	$\rho' = \arctg \frac{f}{\cos \alpha'}$	7,08			
Кут підйому ψ , ° *	$\psi = \arctg \frac{P}{\pi d_2}$	6,73	4,05	1,35	1,92
Умова самогальмування	$\psi < \rho' - 1$	ні	ok	ok	ok
ККД передачі гвинт-гайка η	$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')}$	0,480	0,360	0,159	0,212
Вибрана різьба		+	—	—	—

* Переключіть калькулятор на градуси (поставити перемикач на DEG). Якщо такої функції немає, результат треба перевести у градуси за допомогою співвідношення:

$$\text{результат_у_градусах} = \text{результат_у_радіанах} \cdot 180 / \pi.$$

Занотуємо маркування вибраної різьби, яке містить:

- умовне позначення типу різьби (S – упорної, Tr – трапецеїдальної);
- зовнішній діаметр d і крок P , розділені знаком «х»;
- номер стандарту.

Разом: Tr 30x6 ГОСТ 8484.

6.2.2.2. Перевірний розрахунок гвинта

Визначимо небезпечний переріз (див. рис. 2.3, б та 6.4) і перевіримо гвинт на міцність у цьому перерізі.

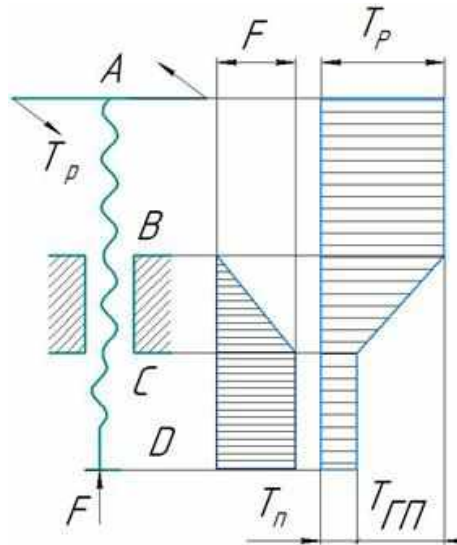


Рис. 6.4. Епюри сил і моментів

Небезпечним буде переріз, де діють одночасно максимальна осьова сила і максимальний крутний момент. З епюри розподілу навантажень уздовж осі гвинта видно, що небезпечною може бути ділянка ВС тому, що тут діють одночасно нормальні напруження від осрової сили і дотичні – від моменту, але немає перерізу, де діють максимальні значення. Для спрощення розрахунку припустимо, що є такий переріз. У цьому випадку похибка збільшить запас міцності.

Обчислюємо еквівалентні напруження за теорією міцності (формула (2.9))

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_{cm}^2 + 4\tau_{kp}^2} \leq \phi[\sigma],$$

де нормальні напруження від стиснення $\sigma_{cm} = F/A$, площа перерізу $A = \frac{\pi}{4} d_1^2 (1 - \alpha^2)$; дотичні напруження від кручення $\tau_{kp} = \frac{T_{kp}}{W_\rho}$, крутний момент до-

рівнює моменту гвинтової пари (див. формулу (2.2)): $T_{гп} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho')$; по-

лярний момент опору перерізу гвинта $W_\rho = \frac{\pi d_1^3}{16} (1 - \alpha^4)$.

У цих формулах α – заданий коефіцієнт повноти перерізу гвинта, у нашому випадку $\alpha = 0,5$ (див. підрозд. 6.2.1). Крім того, використовуємо стандартні середній і внутрішній діаметри вибраної різьби, тобто $d_2 = 27$ мм і $d_1 = 24$ мм.

В Excel цей розрахунок має такий вигляд:

	A	B	C		A	B	C
40		Перевірний розрахунок гвинта		40		Перевірний розрахунок гвинта	
41				41			
42		Площа А, мм.кв	=ПІИ()*С32^2*(1-С4^2)/4	42		Площа А, мм.кв	339
43		Нормальні напр. σ , МПа	=С2/С42	43		Нормальні напр. σ , МПа	35
44				44			
45		Рушійний момент Тгп, Нмм	=С2*0,5*С31*ТАН(РАДІАНЫ(С36+С37))	45		Рушійний момент Тгп, Нмм	31871
46		Момент опору Wp, мм.куб	=ПІИ()*С32^3*(1-С4^4)/16	46		Момент опору Wp, мм.куб	2545
47		Дотичні напруження τ , МПа	=С45/С46	47		Дотичні напруження τ , МПа	13
48				48			
49		Зведені напруження, МПа	=КОРЕНЬ(С43^2+4*С47^2)	49		Зведені напруження, МПа	43

Визначимо два параметри у правій частині формули (2.9). Перший з них – коефіцієнт зменшення основного допустимого напруження φ . Для того щоб його розрахувати, треба обчислити гнучкість гвинта

$$\lambda = \frac{\nu l}{\theta d_1},$$

де ν – коефіцієнт зведення довжини гвинта. На рис. 2.5 показано значення ν для різних випадків закріплення гвинта, $\nu = 0,5 \dots 2$. Знімачу відповідає схема з $\nu = 0,7$, оскільки один кінець гвинта може переміщатися у шарнірі (підшипник ковзання або кочення), а інший – жорстко запресований у гайку.

Далі: l – довжина гвинта, що деформується, на 10...20 % більша заданого ходу гвинта, $l = 1,1 \cdot 250 = 275$ мм; d_1 – стандартне значення внутрішнього діаметра різьби, $d_1 = 24$ мм; коефіцієнт θ залежить від коефіцієнта повноти перерізу гвинта α : $\theta = 0,25$ для суцільного перерізу гвинта, для нашого порожнистого із заданим $\alpha = 0,5$ за табл. 2.3 маємо $\theta = 0,28$.

C55					=C51*C54/C52/C32
A	B	C	D	E	
51	ν	0,7			
52	θ	0,28			
53	Коеф. збільшення довжини гвинта	1,1			
54	Розрахункова довжина	275			
55	Гнучкість λ	29			
56	φ	1			

Оскільки $\lambda < 40$, то $\varphi = 1$.

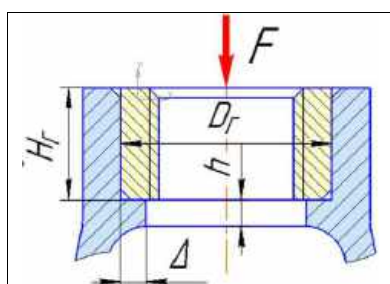
Допустиме напруження $[\sigma] = \sigma_T / [S]$, де σ_T – границя плинності матеріалу гвинта, визначаємо відповідно до заданого (або вибраного) матеріалу з таблиці в дод. 1, для поліпшеної сталі 35 $\sigma_T = 380$ МПа; $[S]$ – коефіцієнт запасу міцності, вибираємо за рекомендаціями, зокрема для знімачів $[S] = 2 \dots 3$, беремо $[S] = 2$. Якщо умова міцності не виконається, треба буде збільшити діаметр різьби.

Заповнюємо клітинки з формулами:

A	B	C	A	B	C
58	Границя плинності σ_T , МПа	380	58	Границя плинності σ_T , МПа	380
59	Запас міцності [s]	2	59	Запас міцності [s]	2
60	Допустиме напруження $[\sigma]$, МПа	=C58/C59	60	Допустиме напруження $[\sigma]$, МПа	190
61			61		
62	$\phi[\sigma]$	=C60*C56	62	$\phi[\sigma]$	190
63	Умова міцності	=ЕСЛИ(C62>C49;"Так";"Ні")	63	Умова міцності	Так

Таким чином, умова міцності виконується, але таке трапляється не завжди. Найбільш дієвий спосіб виправити ситуацію, коли умова міцності не виконана, – збільшити різьбу. Для цього з таблиці стандартної різьби вставити на лист наступну по порядку комбінацію параметрів, а то й не одну, поки результат не задовольнить всі вимоги: самогальмування, прийнятний ККД і міцність з урахуванням стійкості гвинта.

6.2.3. Розрахунок гайки



Виберемо спосіб устанавлення гайки за рекомендацією, поданою в підрозд. 2.3 і на рис. 2.7: нехай це буде варіант *a*, в якому гайка без заплічика.

Визначимо кількість витків різьби (див. формулу (2.10)):

$$\mathbf{z} = \frac{4F}{[p]\pi[d^2 - d_1^2]}.$$

Тут F – задане зовнішнє навантаження; d та d_1 – стандартні зовнішній і внутрішній діаметри вибраної різьби ($d = 30$ мм, $d_1 = 24$ мм); $[p]$ – допустимий питомий тиск, у проєктувальному розрахунку взято $[p] = 7$ МПа:

C65		=4*C2/ПИ()/C29^2-C32^2)/C10				
A	B	C	D	E	F	
65	Кількість витків гайки z	6,74				
66	Взята	7				

Вибираємо найближче більше ціле значення 7. Якщо за розрахунком виявиться $z < 5$, то беремо 5, якщо $z > 10$, збільшуємо різьбу.

На цьому перевірний розрахунок закінчено, всі інші розміри визначаються однозначно, тому далі можна рахувати вручну.

Визначимо висоту та зовнішній діаметр гайки, а також розмір її опорної поверхні Δ і висоту заплечика h (див. рис. 2.7 і формули підрозд. 2.3).

Розрахункова висота гайки $H_F = zP$ (P – крок, 6 мм), тоді $H_F = 42$ мм.

Товщина стінки гайки з розрахунку зазвичай виявляється дуже малою, тому зовнішній діаметр гайки призначаємо конструктивно: $D_r = d + (2...4) P$ (d – зовнішній діаметр різьби, $d = 30$ мм; P – крок; коефіцієнт виберемо так, щоб різниця діаметрів різьби і гайки була не менше 10 мм, можна взяти 2, оскільки $2 \times 6 = 12$). Тоді $D_r = 30 + 2 \cdot 6 = 42$ мм.

Розмір **заплечика** Δ (див. рис. 2.7, а) визначимо з умови зминання матеріалу гайки (зазвичай менш міцного в парі гайка-корпус) під дією сили F за рівнянням

$$[\sigma_{зм}] = \frac{F}{\pi D_r \Delta} \leq [\sigma_{зм}],$$

де допустиме напруження на зминання визначимо, вибравши матеріал корпусу і гайки. Матеріал гайки частково задано: безолов'яниста бронза. З табл. 2.6 виберемо бронзу БрАЖ 9-4 (границя міцності $\sigma_B = 400$ МПа).

Допустиме напруження зминання зазвичай вибирають

$$[\sigma_{зм}] = (0,6...0,8) \sigma_B = 0,6 \cdot 400 = 240 \text{ МПа},$$

тоді $\Delta = \frac{F}{\pi D_r [\sigma_{зм}]} = \frac{12\,000}{\pi \cdot 42 \cdot 240} = 0,38 \text{ мм}.$

Розмір виявився дуже малим, тому збільшимо Δ як мінімум до 3 мм.

Висоту заплечика h визначимо з умови його вигину під дією сили F . З урахуванням зроблених припущень висоту можна винайти з умови міцності на згин

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{зг}}{W_0} \leq [\sigma_{зг}].$$

Для прямокутного перерізу

$$W_0 = \frac{bh^2}{6} = \frac{\pi D_r h^2}{6} \text{ і } h = \sqrt{\frac{6F\Delta}{\pi D_r [\sigma_{зг}]}},$$

Оскільки гайку встановлено в корпус за варіантом «а» (див. рис. 2.7), в цю формулу підставимо допустиме напруження $[\sigma_{зг}]$ для матеріалу, з якого виготовлено заплечик, тобто для матеріалу корпусу. Вибираємо ливарну сталь 20Л з таблиці в дод. 1, $[\sigma_{зг}] = 110$ МПа.

Якщо гайку встановлено в корпус за варіантом «б», треба брати $[\sigma_{зг}]$ для матеріалу гайки. Коли немає табличних значень, можна взяти

$$[\sigma_{зг}] = (0,15...0,3) \sigma_B = 0,2 \cdot 400 = 80 \text{ МПа}.$$

Таким чином,

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot 12\,000 \cdot 3}{\pi \cdot 42 \cdot 110}} = 3,86 \text{ мм, округлимо до 5 мм}.$$

Закріпимо гайку в корпусі за допомогою штифта (див. рис. 2.10, а). Його діаметр знаходимо з умови міцності на зріз (перша з формул (2.15))

$$d_0 = \sqrt{\frac{2T_{гп}}{D_r} \frac{4}{\pi [\tau_{зр}]} = \sqrt{\frac{2 \cdot 31\,870}{42} \frac{4}{\pi \cdot 160}} = 3,48 \text{ мм},$$

округляємо до більшого стандартного розміру 5 мм.

Тут $[\tau_{зр}]$ – допустиме напруження зрізу для матеріалу штифта. Виберемо для нього також конструкційну сталь 40Х ($[\tau_{зр}] = 160$ МПа).

За другою з формул (2.15) (умова міцності на зминання матеріалу гайки) знаходимо мінімальну довжину тієї частини штифта, яка входить у гайку:

$$l = \frac{2T_{пп}}{D_r[\sigma_{зм}]d_0} = \frac{2 \cdot 31\,870}{42 \cdot 180 \cdot 5} = 1,69 \text{ мм.}$$

Тут $[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання, вибираємо за матеріалом гайки як менш міцним у парі штифт-гайка. Остаточна довжина штифта визначається при конструюванні.

Виконуємо ескіз в натуральну величину або 3D-модель пари гвинт-гайка і результат погоджуємо з керівником. При конструюванні гвинтів, опор, гайок і елементів кріплення можна користуватися рекомендаціями, наведеними в розд. 5.

6.2.4. Розрахунок опорного вузла (п'яти)

Виберемо тип п'яти за умовами високого ККД і зручності вбудовування її в конструкцію вузла. Взагалі, бажано, щоб ККД механізму мало відрізнявся від ККД гвинтової передачі, що визначається формулою (2.1). При великій відмінності цих ККД необхідно змінити конструкцію п'яти для зменшення втрат на тертя в опорному вузлі.

Щоб визначити ККД, необхідно знати момент тертя в п'яті для всіх варіантів (див. рис. 2.11). Відзначимо, що в завданні передбачено наскрізний отвір у гвинті діаметром $d_{вн} = \alpha \cdot d_1 = 0,5 \cdot 24 = 12$ мм, тому з перших двох розглянемо варіант «б».

Діаметр кільцевої п'яти визначимо з умови невитискання оливи з поверхні тертя (див. формулу (2.17)):

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\pi(1-\alpha^2)[p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 12000}{\pi(1-0,4^2)15}} = 34,8 \text{ мм,}$$

де $\alpha = d_{вн} / d_{зов} = 12/30 = 0,4$ (див. рис. 2.11, б), $d_{зов}$ приблизно дорівнює номінальному діаметру різьби d ; допустимий питомий тиск $[p]$ залежить від матеріалів пари, що треться (див. табл. 2.5): для сталі по сталі $[p] = 7 \dots 15$ МПа, беремо 15 МПа. Округлимо отримане значення до 36 мм.

Момент тертя в п'яті (див. формулу (2.21))

$$T_{п} = \frac{1}{3} F f d_{зов} \frac{1-\alpha^3}{1-\alpha^2} = \frac{1}{3} 12\,000 \cdot 0,12 \cdot 36 \frac{1-0,4^3}{1-0,4^2} = 19\,255 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Тут коефіцієнт тертя f для сталевих пари взято з табл. 2.1.

Тоді ККД

$$\eta = \frac{A_{п}}{A_{з}} = \frac{F P i}{2\pi(T_{вп} + T_{п})} = \frac{12\,000 \cdot 6}{2\pi(31\,870 + 19\,255)} = 0,224.$$

Вочевидь плоска кільцева п'ята нас не влаштує, оскільки зовнішній діаметр різьби 30 мм, а п'яти – 36 мм. ККД теж дуже малий, тому переходимо до другого типу – сферичної п'яти.

Радіус **сферичної п'яти** визначимо з умови контактної міцності за формулою (2.18):

$$R = 0,406\sqrt{F} = 0,406\sqrt{12\,000} = 44,5 \approx 45 \text{ мм.}$$

Знайдемо момент тертя в п'яті за формулами (2.22) і (2.20):

$$a = 2,22 \sqrt[3]{\frac{RF}{E}} = 0,037 \sqrt[3]{RF} = 0,037 \sqrt[3]{45 \cdot 12\,000} = 3,0 \text{ мм;}$$

$$T_{\pi} = \frac{2}{3} F f a = \frac{2}{3} 12\,000 \cdot 0,12 \cdot 3,0 = 3\,600 \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Тоді ККД

$$\eta = \frac{F P i}{2\pi(T_{\pi} + T_{\pi})} = \frac{12\,000 \cdot 6 \cdot 1}{2\pi(31\,870 + 3\,600)} = 0,32.$$

Розрахуємо варіант з підшипником, оскільки він зазвичай є технологічно простішим.

Розрахунок п'яти з **підшипником кочення** зводиться до розрахунку потрібної статичної вантажопідйомності за формулою (2.19), підбору стандартного підшипника з вантажопідйомністю, яка більше розрахованої, і визначення моменту тертя за формулою (2.23).

Потрібна статична вантажопідйомність

$$C_0 = SF = 1,5 \cdot 12\,000 = 18\,000 \text{ Н,}$$

де $S = 1,2 \dots 1,5$ – коефіцієнт запасу.

З дод. 4 вибираємо упорний підшипник із параметрами:

- стандартна **статична** вантажопідйомність – 20 800 Н (можна вибрати інший з $C_0 = 22\,400$ Н, але він занадто великий);
- умовне позначення – 8202;
- внутрішній діаметр $d = 15$ мм;
- зовнішній діаметр $D = 32$ мм,
- висота $H = 12$ мм.

Момент тертя в підшипнику (див. формулу (2.23))

$$T_{\pi} = F f' \frac{d}{2} = 12\,000 \cdot 0,005 \cdot \frac{15}{2} = 450 \text{ Н} \cdot \text{мм,}$$

де $f' = 0,005$ – зведений коефіцієнт тертя.

ККД

$$\eta = \frac{F P i}{2\pi(T_{\pi} + T_{\pi})} = \frac{12\,000 \cdot 6}{2\pi(631\,870 + 450)} = 0,355.$$

Отже, варіант з підшипником є найкращим з погляду вибраних спочатку критеріїв, проте можуть бути міркування на користь сферичної п'яти, тому остаточне рішення має бути узгоджене з керівником.

6.2.5. Розрахунок рукоятки

Довжина рукоятки

$$l = \frac{T_{ГП} + T_{П}}{Q_P} + 100 \text{ мм} = \frac{31\,870 + 450}{250} + 100 = 229 \approx 250 \text{ мм.}$$

Тут Q_P – сила робітника, значення взято з діапазону 200...250 Н.

Діаметр рукоятки знайдемо за умови міцності на згин у небезпечному перерізі (див. підрозд. 2.5.1). Для цього вибираємо матеріал рукоятки за дод. 1 або з інших джерел. Треба зауважити, що з ергономічних міркувань діаметр ручки менше 10 мм брати небажано, оскільки вона буде «різати» руки при роботі з великим навантаженням. Тому немає сенсу вибирати високоміцні матеріали, які будуть працювати з великим запасом. Нехай це буде проста вуглецева сталь 20 (допустиме напруження на згин $[\sigma_{зг}] = 170$ МПа), тоді

$$d_P = \sqrt[3]{\frac{Q_P l}{0,1[\sigma_{зг}]} } = \sqrt[3]{\frac{250 \cdot 250}{0,1 \cdot 170}} \approx 16 \text{ мм}$$

(значення округлено до відповідного стандартного розміру прутка або труби).

У найпростішому випадку ручка проходить крізь горизонтальний отвір у гвинті (див. рис. 2.12). Очевидно, що діаметр ручки має бути менше діаметра гвинта, товщина стінки має становити 4...5 мм, для слабонавантажених виробів – не менше 3 мм. Якщо умова не виконується, можна або збільшити діаметр гвинта в місці отвору під рукоятку на 3...4 мм, але не більше, або змінити конструкцію вузла так, щоб не було отвору. У нашому випадку буде $(30 - 16) / 2 = 7$ мм, що допустимо.

6.2.6. Розрахунок корпусу

До корпусних деталей знімача належать власне корпус, осі і захоплювачі, які можуть вільно повертатися навколо цих осей (див. рис. 1.8, б).

Розрахунок елементів корпусу знімача з захоплювачами, що повертаються (див. рис. 2.24), можна виконати у такій послідовності.

1. Виберемо матеріали (див. дод. 1):

– для осей – сталь 65Г (допустиме напруження згину $[\sigma_{зг}] = 600$ МПа, допустиме напруження зрізу $[\tau_{зр}] = 300$ МПа);

– для корпусу – лита сталь 20Л (допустиме напруження зминання $[\sigma_{зм}] = 135$ МПа),

– для захоплювачів – сталь 20 (допустиме напруження розтягу $[\sigma_P] = 140$ МПа, допустиме напруження згину $[\sigma_{зг}] = 170$ МПа).

2. Задаємо товщину a . Зазвичай корпуси виготовляють литтям, тому для щільного заповнення форми рідким металом доцільно, щоб товщина стінок була

більше 6 мм. Припустимо $a = 6$ мм, $b = 2a = 12$ мм і визначимо діаметр осі d за умови міцності на згин (X – кількість захоплювачів, $X = 3$, задана):

$$\sigma_b = \frac{M}{W_x} = \frac{32F(a+b)}{2X\pi d^3} \leq [\sigma_{32}];$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32F(a+b)}{2X\pi[\sigma_{32}]}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 12\,000(6+12)}{2 \cdot 3 \cdot \pi \cdot 600}} = 8,48 \text{ мм.}$$

Найближчий більший стандартний розмір становить 10 мм.

3. Перевіримо вісь на зріз:

$$\tau_{3p} = \frac{F}{A_{3p}} = \frac{F}{iX\pi d^2} = \frac{12\,000}{2 \cdot 3} \frac{4}{\pi 10^2} = 25 \leq [\tau_{3p}],$$

де i – кількість перерізів зрізу, $i = 2$.

4. Перевіримо розмір a за умовою міцності на зминання:

$$\sigma_{3m} = \frac{F}{A_{3m}} = \frac{F}{iXad} = \frac{12\,000}{2 \cdot 3 \cdot 6 \cdot 10} = 33,3 < [\sigma_{3m}] = 135 \text{ МПа.}$$

5. Знаходимо розмір l_1 небезпечного перерізу I-I, ослабленого отвором, з умови міцності на розтягування:

$$\sigma_P = \frac{F}{X(l_1-d)b} \leq [\sigma_P];$$

$$l_1 = d + \frac{F}{Xb[\sigma_P]} = 10 + \frac{12\,000}{3 \cdot 12 \cdot 140} = 12,4 \approx 14 \text{ мм.}$$

6. Визначимо розмір перерізу II-II з умови міцності на згин:

$$\sigma_{32} = \frac{6Fl_2}{Xbh_2^2} \leq [\sigma_{32}], \quad h_2 = \sqrt{\frac{6Fl_2}{Xb[\sigma_{32}]}}.$$

Розмір l_2 визначають при ескізному кресленні знімача. Для цього візьмемо з каталогу (див. дод. 6) розміри підшипника, що знімається (задано 7520): внутрішній діаметр $d = 100$ мм, зовнішній $D = 180$ мм і ширину $B = 46$ мм, і зобразимо його на ескізі виробу. Тоді

$$l_2 = \frac{D-d}{2} + (5 \dots 10) = \frac{180-100}{2} + 5 = 45 \text{ мм.}$$

Таким чином,

$$h_2 = \sqrt{\frac{6Fl_2}{Xb[\sigma_{32}]}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 12\,000 \cdot 45}{3 \cdot 12 \cdot 170}} = 23,0 \text{ мм,}$$

де $[\sigma_{32}]$ – допустиме напруження на згин матеріалу **захоплювача**.

7. З розрахунку на згин і розтягнення визначимо розмір перерізу III-III захоплювача:

$$\sigma = \frac{F}{Xbl_3} + \frac{6F(l_2+0,5l_3)}{Xbl_3^2} \leq [\sigma_{32}];$$

$$l_3 = \frac{2F + \sqrt{4F^2 + 6Fl_2[\sigma_{3r}]Xb}}{X[\sigma_{3r}]b} = \frac{2 \cdot 12\,000 + \sqrt{4 \cdot 12\,000^2 + 6 \cdot 12\,000 \cdot 45 \cdot 170 \cdot 3 \cdot 12}}{3 \cdot 170 \cdot 12} = 27 \text{ мм.}$$

6.2.7. Оформлення документації

Текстова частина домашнього завдання складається з пояснювальної записки, кресленика та специфікації.

2D-кресленик механізму створюється на основі ескізу або зібраної 3D-моделі. Для наочності конструкції зазвичай достатньо виглядів спереду та зверху (масштаб 1:1), додаткових зображень та розрізів (рис. 6.5). Їх кількість узгодьте з керівником.

Кресленик містить такі **розміри**:

- габаритні всього механізму (250 мм, див. рис. 6.5) і відстані між граничними положеннями рухомих частин (наприклад, хід гвинта 350...600 мм). Для отримання найменшого і найбільшого розмірів (350 і 600 мм відповідно) механізм необхідно накреслити в натуральному масштабі (рис. 6.6) з використанням відомих розмірів з вихідних даних (250 мм) і розрахунків (30 мм, 25 мм і т. д.). Потім можна виміряти найменший розмір, найбільший — це найменший плюс робоча довжина гвинта: $350 + 250 = 600$ мм;

- приєднувальні: розміри, елементів, якими механізм контактує з оточуючими деталями під час роботи (зовнішній діаметр п'яти $\phi 98$, ручки $\phi 16$);

- посадочні: розміри для з'єднання деталей механізму: кріплення підшипника на переходнику ($\phi 15$ L0 / js6), гайки – в корпусі ($\phi 42$ H7/k6), осі – у корпусі та захоплювачах ($\phi 10$) тощо; різьба (Tr30x6).

На кресленні над основним написом наносять технічні вимоги та технічну характеристику виробу. У **технічних вимогах** указують:

- змащувані деталі, спосіб змащування і тип мастила;
- відомості про фарбування виробу;
- додаткові відомості про збирання виробу (наприклад, спосіб зварювання, послідовність з'єднання деталей і т. ін.);
- вимоги щодо маркування, пакування, про умови зберігання та транспортування;
- інше.

У **технічній характеристиці** наводять задані на проєктування дані та основні параметри спроектованого механізму: ККД, зусилля на рукоятці (для виробів з механічним приводом – потрібну потужність) і т. ін.

Текстова частина домашнього завдання складається з пояснювальної записки та специфікації (рис. 6.7). Пояснювальну записку виконують відповідно до вимог стандарту ХАІ. Специфікацію оформляють додатком до записки відповідно до вимог ЄСКД.

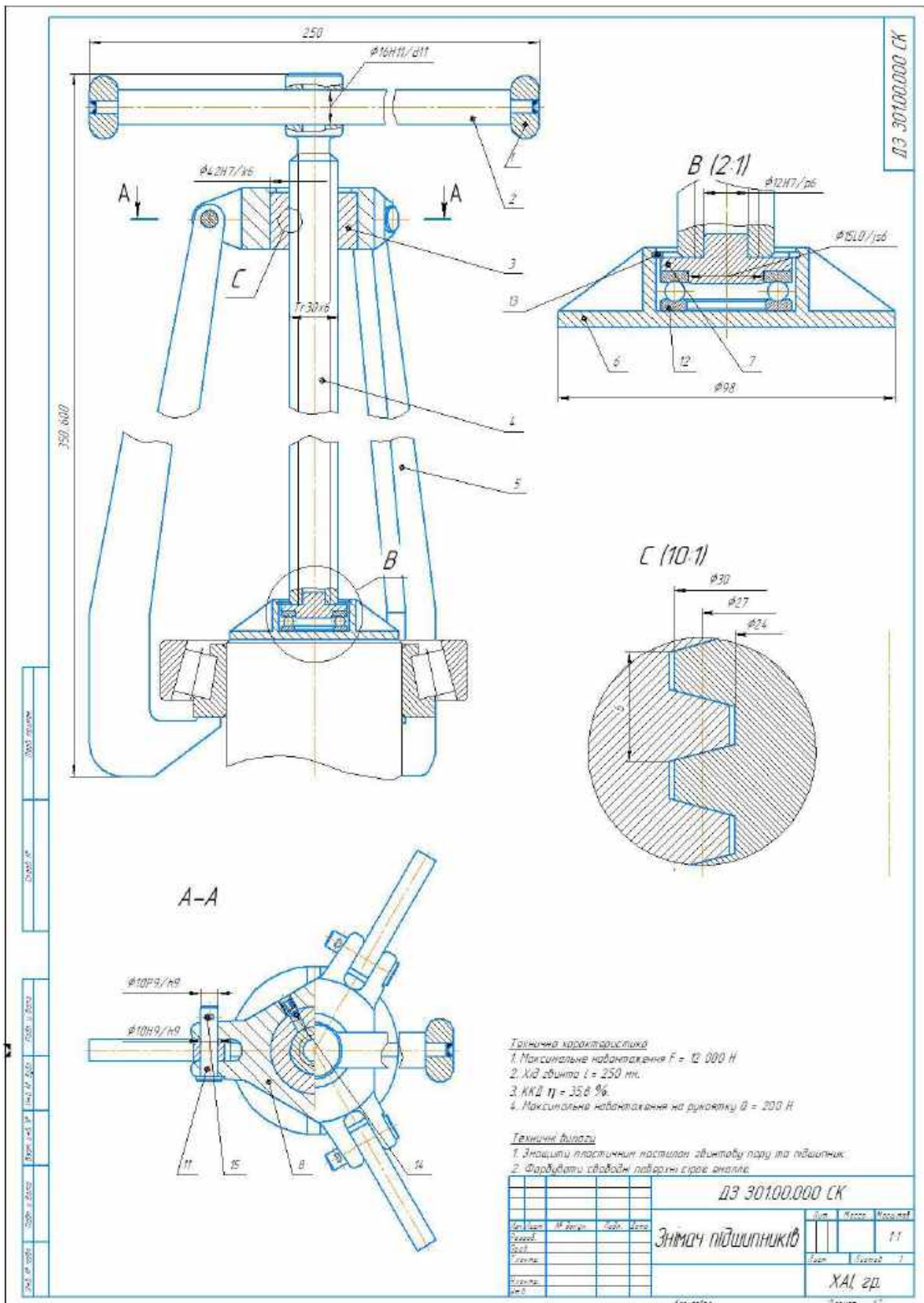


Рис. 6.5. Знімач підшипників

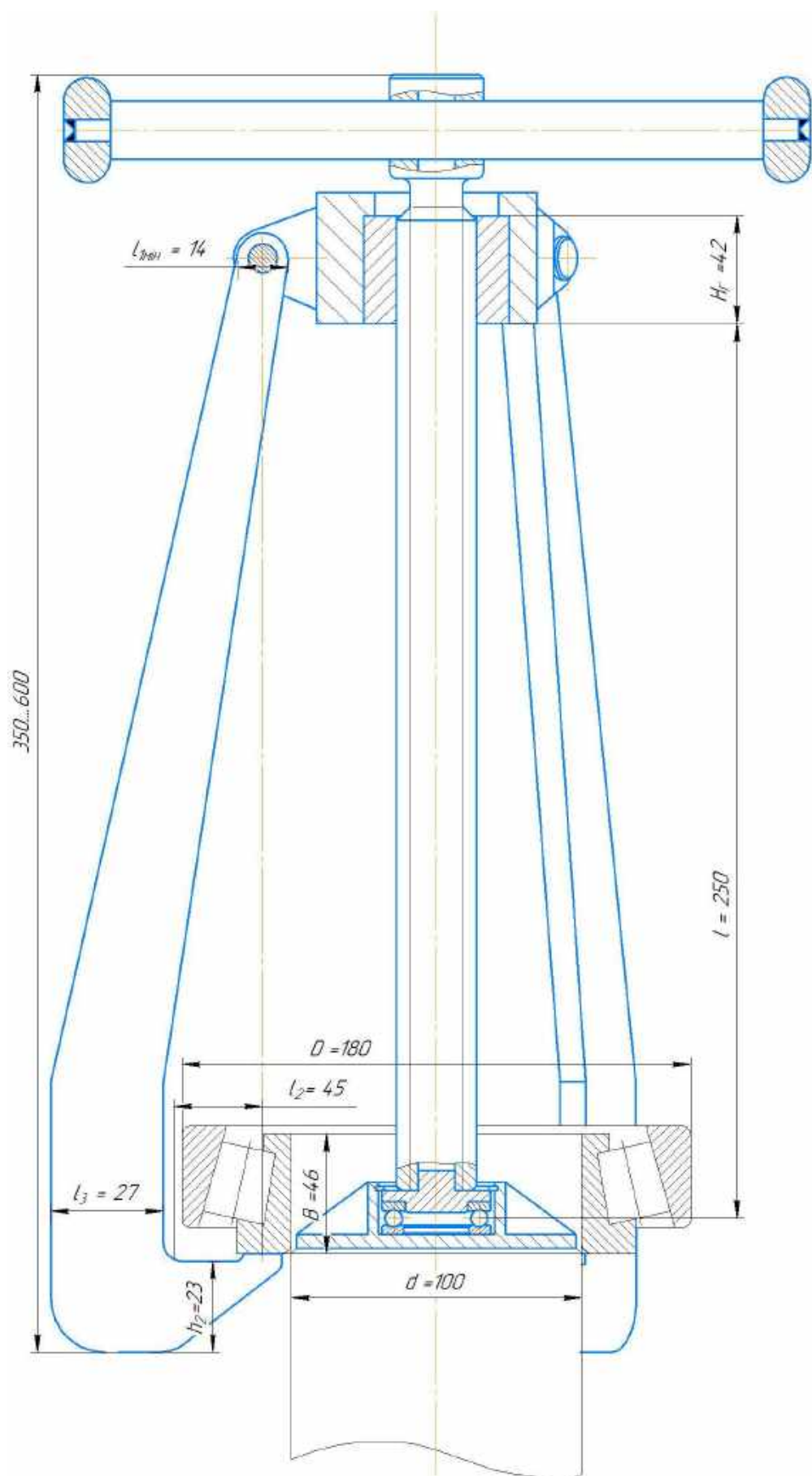


Рис. 6.6. Схема розрахунку розмірів

Формат	Зона	Поз.	Позначення	Найменування	Кіл.	Прим.	
				Документація			
A2			ДЗ 301.00.000 СК	Складальне креслення	1		
				Деталі			
		1	ДЗ 301.00.001	Обмежувач	2		
		2	ДЗ 301.00.002	Ручка	1		
		3	ДЗ 301.00.003	Гайка	1		
		4	ДЗ 301.00.004	Гвинт силовий	1		
		5	ДЗ 301.00.005	Захоплювач	3		
		6	ДЗ 301.00.006	П'ята	1		
		7	ДЗ 301.00.007	Перехідник	1		
		8	ДЗ 301.00.008	Корпус	1		
				Стандартні деталі			
		11		Вісь 6-10x32 ГОСТ 9650	3		
		12		Підшипник 8202Н ГОСТ 7872	1		
		13		Кільце А32 ГОСТ 13941-86	1		
		14		Гвинт наставний М6х10 ГОСТ 1478	1		
		15		Шплінт 2х16 ГОСТ 397	3		
Редагувати	Аркуш	Номер док.	підпис	дата	ДЗ 301.00.000		
Розробник					Знімач підшипників	Аркуш	аркуші
Перев.							
Т.конт							
Н.конт							
Затверджено							

Рис. 6.7. Специфікація до кресленка знімача підшипників

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

Воробйов, Ю. А. Правила оформлення навчальних і науково-дослідних документів : навч. посіб. / Ю. А. Воробйов, Ю. О. Сисоєв. – 4-те вид., випр. і доп. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2019. – 88 с.

Деталі машин : підручник / А. В. Міняйло, Л. М. Тіщенко, Д. І. Мазоренко та ін. – Київ : Агроосвіта, 2013. – 448 с.

Доценко, В. М. Деталі машин і основи конструювання : навч. посіб. / В. М. Доценко, Ю. В. Ковеза. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2018. – 212 с.

Курмаз, Л. В. Розрахунки і проєктування деталей машин : навч. посіб. / Л. В. Курмаз. – Харків : Вид-во «Підручник НТУ ХП», 2010. – 532 с.

Основи конструювання деталей машин : навч. посіб. У 2 ч. / Б. З. Овчаров, А. В. Міняйло, Д. І. Мазоренко, Л. М. Тіщенко. – Харків : ХНТУСГ, 2008. – 315 с.

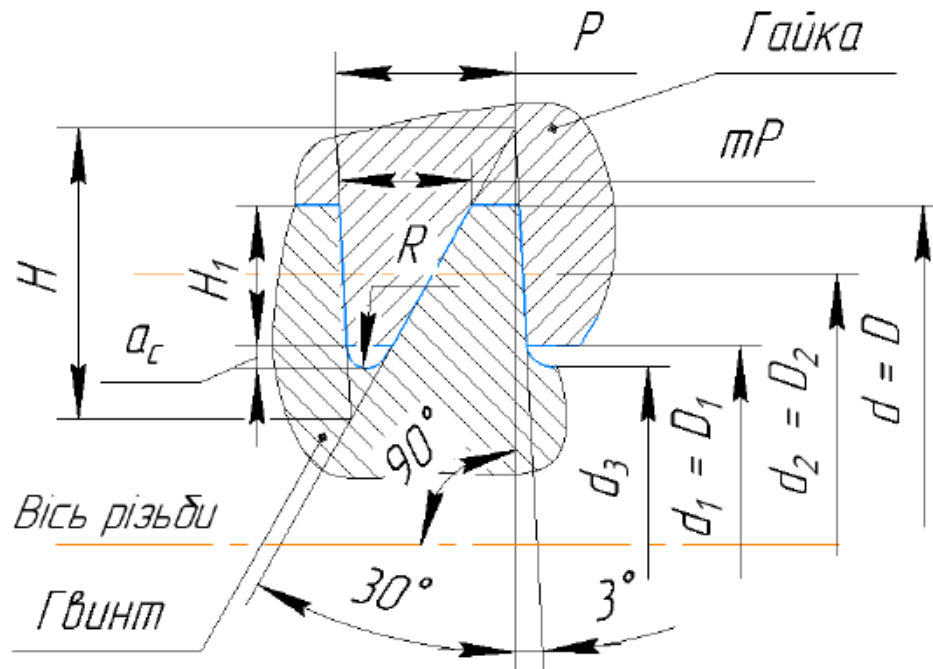
Основи проєктування механічних вузлів авіаційно-космічної техніки : навч. посіб. / В. М. Доценко, В. М. Павленко, Ю. В. Ковеза та ін. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т ім. М. Є. Жуковського «Харків. авіац. ін-т», 2013. – 328 с.

МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ ТА ДОПУСТИМІ НАПРУЖЕННЯ ДЛЯ ДЕЯКИХ МАТЕРІАЛІВ

Сталь	Тер- мооб- робка	σ_T	Допустиме напруження, МПа				
			на розтягу- вання [σ_p]	на згин [σ_z]	на зми- нання [$\sigma_{зм}$]	на зріз [τ_z]	на кру- чення [$\tau_{кр}$]
Ст. 5	Н	275	165	200	250	100	125
Ст. 6	Н	315	195	230	290	115	145
20Л	Н	220	90	110	135	50	63
45Л	Н	320	125	150	190	70	90
35ХГСЛ	Н	340	140	170	210	75	100
20	Н	250	140	170	210	85	105
35	Н	320	180	210	270	110	135
	П	380	210	260	520	130	160
	З	650	330	400	500	200	250
45	П	450	240	290	360	145	185
	З	650	300	360	450	185	230
40Х	П	650	270	320	400	160	200
	З	1100	440	530	670	270	330
40ХН	Н	460	260	310	390	155	190
	З	1000	410	490	620	250	310
65Г	П	700	300	360	450	185	230
	З	1250	500	600	760	300	380
30ХГСА	П	850	370	440	550	220	280
	З	1300	510	620	760	310	390
ШХ15	З	1700	740	890	1100	440	550
18ХГТ	З	800	330	400	490	200	250
12ХН3А	З	850	340	410	250	200	510
20Х2Н4А	З	1100	440	530	330	260	660
Чавун	σ_{σ}		розтягування [σ_p]	згин [σ_i]	стиснення [σ_{cm}]		кручення [$\tau_{кр}$]
СЧ 15	150		33	60	145		40
СЧ 20	200		45	73	165		45

Термообробка: Н – нормалізація; П – поліпшення; З – загартування

УПОРНА РІЗЬБА



Розміри, мм

d	P	d_1	d_2	d_3	H	H_1	a_c
10	2	7,0	8,50	6,529	3,176	1,50	0,236
12	2	9,0	10,50	8,529	3,176	1,50	0,236
14	2	11,0	12,50	10,529	3,176	1,50	0,236
16	2	13,0	14,50	12,529	3,176	1,50	0,236
18	2	15,0	16,50	14,529	3,176	1,50	0,236
20	2	17,0	18,50	16,529	3,176	1,50	0,236
22	5	14,5	18,25	13,322	7,940	3,75	0,589
	8	10,0	16,00	8,116	12,703	6,00	0,942
24	5	16,5	20,25	15,322	7,940	3,75	0,589
	8	12,0	18,00	10,116	12,703	6,00	0,942
26	5	18,5	22,25	17,322	7,940	3,75	0,589
	8	14,0	20,00	12,116	12,703	6,00	0,942
28	5	20,5	24,25	19,322	7,940	3,75	0,589
	8	16,0	22,00	14,116	12,703	6,00	0,942
30	3	25,5	27,75	24,793	4,764	2,25	0,353
	6	21,0	25,50	19,587	9,527	4,50	0,707
	10	15,0	22,50	12,645	15,879	7,50	1,178

<i>d</i>	<i>P</i>	<i>d</i>₁	<i>d</i>₂	<i>d</i>₃	<i>H</i>	<i>H</i>₁	<i>a</i>_c
32	3	27,5	29,75	26,793	4,764	2,25	0,353
	6	23,0	27,50	21,587	9,527	4,50	0,707
	10	17,0	24,50	14,645	15,879	7,50	1,178
36	6	27,0	31,50	25,587	9,527	4,50	0,707
	10	21,0	28,50	18,645	15,879	7,50	1,178
40	6	31,0	35,50	29,587	9,527	4,50	0,707
	10	25,0	32,50	22,645	15,879	7,50	1,178
44	3	39,5	41,75	38,793	4,764	2,25	0,353
	8	32,0	38,00	30,116	12,703	6,00	0,942
50	3	45,5	47,75	44,793	4,764	2,25	0,353
	8	38,0	44,00	36,116	12,703	6,00	0,942
55	3	50,5	52,75	49,793	4,764	2,25	0,353
	8	43,0	49,00	41,116	12,703	6,00	0,942
60	3	55,5	57,75	54,793	4,764	2,25	0,353
	8	48,0	54,00	46,116	12,703	6,00	0,942
65	4	59,0	62,00	58,058	6,352	3,00	0,471
70	4	64,0	67,00	63,058	6,352	3,00	0,471
	10	55,0	62,50	52,645	15,879	7,50	1,178
80	4	74,0	77,00	73,058	6,352	3,00	0,471
	10	65,0	72,50	62,645	15,879	7,50	1,178

Значення параметрів обчислено за формулами:

$$H = 1,587911P;$$

$$H_1 = 0,75P;$$

$$a_c = 0,117767P;$$

$$D_1 = d_1 = d - 2H_1 = d - 1,5P;$$

$$D_2 = d_2 = d - 0,75P;$$

$$d_3 = d - 1,735534P.$$

d	P	d_1	d_2	d_3	H	H_1	a_c
28	2	26	27,0	25,5	3,732	1,0	0,25
	3	25	26,5	24,5	5,598	1,5	0,25
	5	23	25,5	22,5	9,330	2,5	0,25
	8	20	24,0	19,0	14,928	4,0	0,50
30	3	27	28,5	26,5	5,598	1,5	0,25
	6	24	27,0	23,0	11,196	3,0	0,50
	10	20	25,0	19,0	18,660	5,0	0,50
32	3	29	30,5	28,5	5,598	1,5	0,25
	6	26	29,0	25,0	11,196	3,0	0,50
	10	22	27,0	21,0	18,660	5,0	0,50
34	3	31	32,5	30,5	5,598	1,5	0,25
	6	28	31,0	27,0	11,196	3,0	0,50
	10	24	29,0	23,0	18,660	5,0	0,50
36	3	33	34,5	32,5	5,598	1,5	0,25
	6	30	33,0	29,0	11,196	3,0	0,50
	10	26	31,0	25,0	18,660	5,0	0,50
38	3	35	36,5	34,5	5,598	1,5	0,25
	6	32	35,0	31,0	11,196	3,0	0,50
	7	31	34,5	30,0	13,062	3,5	0,50
	10	28	33,0	27,0	18,660	5,0	0,50
40	3	37	38,5	36,5	5,598	1,5	0,25
	6	34	37,0	33,0	11,196	3,0	0,50
	7	33	36,5	32,0	13,062	3,5	0,50
	10	30	35,0	29,0	18,660	5,0	0,50
42	3	39	40,5	38,5	5,598	1,5	0,25
	6	36	39,0	35,0	11,196	3,0	0,50
	7	35	38,5	34,0	13,062	3,5	0,50
	10	32	37,0	31,0	18,660	5,0	0,50
44	3	41	42,5	40,5	5,598	1,5	0,25
	7	37	40,5	36,0	13,062	3,5	0,50
	8	36	40,0	35,0	14,928	4,0	0,50
	12	32	38,0	31,0	22,392	6,0	0,50
46	3	43	44,5	42,5	5,598	1,5	0,25
	8	38	42,0	37,0	14,928	4,0	0,50
	10	36	41,0	35,0	18,660	5,0	0,50
48	3	45	46,5	44,5	5,598	1,5	0,25
	8	40	44,0	39,0	14,928	4,0	0,50
	10	38	43,0	37,0	18,660	5,0	0,50
50	3	47	48,5	46,5	5,598	1,5	0,25
	8	42	46,0	41,0	14,928	4,0	0,50
	10	40	45,0	39,0	18,660	5,0	0,50

<i>d</i>	<i>P</i>	<i>d</i>₁	<i>d</i>₂	<i>d</i>₃	<i>H</i>	<i>H</i>₁	<i>a</i>_c
52	3	49	50,5	48,5	5,598	1,5	0,25
	8	44	48,0	43,0	14,928	4,0	0,50
	10	42	47,0	41,0	18,660	5,0	0,50
55	3	52	53,5	51,5	5,598	1,5	0,25
	8	47	51,0	46,0	14,928	4,0	0,50
	9	46	50,5	45,0	16,794	4,5	0,50
	12	43	49,0	42,0	22,392	6,0	0,50
	14	41	48,0	39,0	26,124	7,0	1,00
60	3	57	58,5	56,5	5,598	1,5	0,25
	8	52	56,0	51,0	14,928	4,0	0,50
	9	51	55,5	50,0	16,794	4,5	0,50
	12	48	54,0	47,0	22,392	6,0	0,50
	14	46	53,0	44,0	26,124	7,0	1,00
65	4	61	63,0	60,5	7,464	2,0	0,25
	10	55	60,0	54,0	18,660	5,0	0,50
	16	49	57,0	47,0	29,856	8,0	1,00
70	4	66	68,0	65,5	7,464	2,0	0,25
	10	60	65,0	59,0	18,660	5,0	0,50
	16	54	62,0	52,0	29,856	8,0	1,00
75	4	71	73,0	70,5	7,464	2,0	0,25
	10	65	70,0	64,0	18,660	5,0	0,50
	16	59	67,0	57,0	29,856	8,0	1,00
80	4	76	78,0	75,5	7,464	2,0	0,25
	10	70	75,0	69,0	18,660	5,0	0,50
	16	64	72,0	62,0	29,856	8,0	1,00
85	4	81	83,0	80,5	7,464	2,0	0,25
	5	80	82,5	79,5	9,330	2,5	0,25
	12	73	79,0	72,0	22,392	6,0	0,50
	18	67	76,0	65,0	33,588	9,0	1,00
	20	65	75,0	63,0	37,320	10,0	1,00
90	4	86	88,0	85,5	7,464	2,0	0,25
	5	85	87,5	84,5	9,330	2,5	0,25
	12	78	84,0	77,0	22,392	6,0	0,50
	18	72	81,0	70,0	33,588	9,0	1,00
	20	70	80,0	68,0	37,320	10,0	1,00

Значення розмірів обчислено за формулами:

$$H = 1,866P;$$

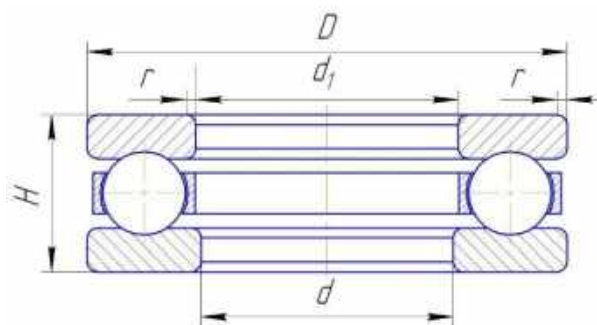
$$H_1 = 0,5P;$$

$$D_1 = d_1 = d - 2H_1 = d - P;$$

$$D_2 = d_2 = d - 0,5P;$$

$$d_3 = d - P - 2a_c.$$

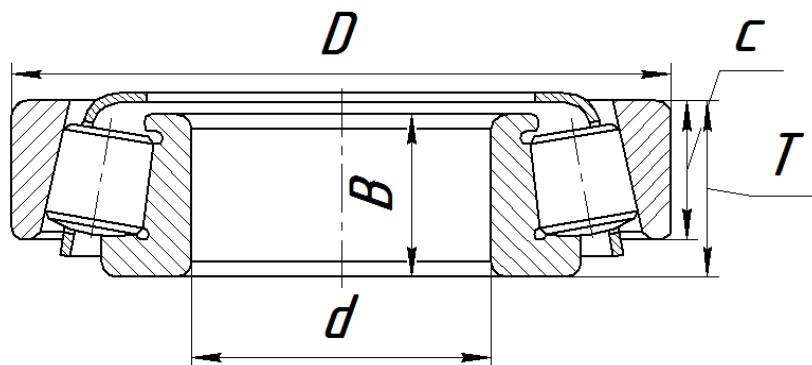
УПОРНИЙ ПІДШИПНИК



Номер підшипника	Розміри, мм					Вантажопідйомність, кН	
						динамічна	статична
	d	D	H	r	d ₁	C	C ₀
8100	10	24	9	0,5	11	10,0	11,8
8101	12	26	9	0,5	13	10,4	12,9
8102	15	28	9	0,5	16	10,6	14,0
8103	17	30	9	0,5	18	11,4	16,6
8104	20	35	10	0,5	21	15,0	22,4
8105	25	42	11	1,0	26	18,0	30,0
8106	30	47	11	1,0	32	19,0	33,5
8107	35	52	12	1,0	37	20,0	39,0
8108	40	60	13	1,0	42	27,0	53,0
8109	45	65	14	1,0	47	28,0	58,5
8110	50	70	14	1,0	52	29,0	64,0
8111	55	78	16	1,0	57	39,6	86,2
8112	60	85	17	1,5	62	41,8	94,5
8113	65	90	18	1,5	67	44,6	106,5
8201	12	28	11	1,0	14	13,2	16,0
8202	15	32	12	1,0	17	16,6	20,8
8204	20	40	14	1,0	22	22,4	32,0
8205	25	47	15	1,0	27	28,0	42,5
8206	30	52	16	1,0	32	25,5	40,0
8207	35	62	18	1,5	37	35,5	57,0
8208	40	68	19	1,5	42	46,5	83,0
8209	45	73	20	1,5	47	39,0	67,0
8305	25	52	18	1,5	27	34,5	46,5
8306	30	60	21	1,5	32	38,0	55,0
8307	35	68	24	1,5	37	50,0	75,0
8308	40	78	26	1,5	42	61,0	95,0
8309	45	85	28	1,5	47	75,0	118,0
8405	25	60	24	1,5	27	45,5	57,0
8406	30	70	28	1,5	32	69,5	95,0
8407	35	80	32	2,0	37	76,5	106,0
8408	40	90	36	2,0	42	96,5	143,0
8409	45	100	39	2,0	47	122,0	186,0

РОЗМІРИ ПЕРЕРІЗІВ КРУГЛИХ ТРУБ

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Площа перерізу, мм ²	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Площа перерізу, мм ²	Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Площа перерізу, мм ²
10	2	50,3	18	3	141,4	30	4	326,7
10	1	28,3	18	2	100,5	30	3	254,5
10	0,5	14,9	18	1	53,4	30	2	175,9
11	2	56,6	20	3	162,2	30	1	91,1
11	1,5	44,8	20	2	113,1	32	5	424,1
11	1	31,4	20	1	59,7	32	3	273,5
12	3	84,8	22	3	179,1	32	2	187,5
12	2	62,8	22	2	125,7	32	1	97,4
13	1,5	54,2	22	1	66,0	34	2	201,7
13	1	37,7	24	3	197,9	34	1	103,7
14	3	103,7	24	2	138,2	38	3	329,9
14	2	75,4	24	1	72,3	38	2	226,2
15	2,5	98,2	26	3	216,8	38	1	116,2
15	1,5	63,6	26	1	78,5	40	4	452,4
16	3	122,5	28	3	235,6	40	3	348,7
16	2	88,0	28	2	163,4	40	2	238,8
16	1	47,1	28	1	84,8	40	1	122,5

КОНІЧНИЙ РОЛИКОВИЙ ПІДШИПНИК

Номер підшипника	Розміри, мм		
	d	D	B
7506	30	62	20,5
7507	35	72	23
7508	40	80	23,5
7509	45	85	23,5
7510	50	90	23,5
7511	55	100	25
7512	60	110	28
7513	65	120	31
7514	70	125	31
7515	75	130	31
7516	80	140	33
7517	85	150	36
7518	90	160	40
7519	95	170	45,5
7520	100	180	46
7522	110	200	53
7524	120	215	58
7526	130	230	65
7528	140	250	68
7530	150	270	74
7532	160	290	80
7536	180	320	86
7538	190	340	92
7544	220	400	108

Навчальне видання

**Доценко Володимир Миколайович
Ковеза Юрій Володимирович
Назін Володимир Іосифович
Торосян Олена Василівна**

**ПРОЄКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕДАЧЕЮ
ГВИНТ-ГАЙКА**

Редактор Н. М. Сікульська

Зв. план, 2024

Підписано до видання 30.07.2024

Ум. друк. арк. 6,4. Обл.-вид. арк. 7,25. Електронний ресурс

Видавець і виготовлювач
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17
<http://www.khai.edu>
Видавничий центр «ХАІ»
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17
izdat@khai.edu

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції сер. ДК № 391 від 30.03.2001