

**Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія**

С.Г. Карнаух, Л.Л. Роганов

**РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ
КУЛАЧКОВИХ ТА ФРИКЦІЙНИХ МУФТ**

Навчальний посібник

**Рекомендовано Міністерством освіти і науки України як
навчальний посібник для студентів вищих навчальних
закладів**

Краматорськ 2004

ББК 34.445

УДК 621.825

К 24

Рецензенти:

- докт. техн. наук, проф. В.П. ШИШОВ (Східноукраїнський національний університет ім. В.Даля);
- канд. техн. наук Б.А.ПЛЕСКАЧ (нач. бюро експериментальних досліджень ЗАТ НКМЗ, м. Краматорськ);
- докт. техн. наук, проф. І.С. АЛІЄВ (Донбаська державна машинобудівна академія).

Гриф надано Міністерством освіти і науки України

Лист №14/18.2-1555 від 08.07.04

Перезатверджено рішенням вченої ради ФІТО від 25.02.2019

протокол №7

К 24 С.Г. Карнаух, Л. Л. Роганов. Розрахунок і конструювання кулачкових та фрикційних муфт: Навчальний посібник.- Краматорськ: ДДМА, 2004. – 100 с.

ISBN _____

Призначено для студентів механічних спеціальностей, які виконують курсові та дипломні проекти. Має на меті зібрати докупи розрізнені в літературі відомості про конструкції і розрахунки фрикційних і кулачкових муфт, а також дати конкретні рекомендації щодо їхнього проектування. Дано приклади розрахунку і добору муфт.

ББК 34.445

© Карнаух С.Г., Роганов Л. Л., 2004

ISBN _____

©ДГМА, 2004

ЗМІСТ

Введення	4
1 Відомості про муфти	4
2 Стислі відомості про фрикційні муфти	5
3 Матеріали для виготовлення фрикційних муфт	7
4 Зчіпні керовані фрикційні муфти.....	9
4.1 Дискові фрикційні муфти	9
4.1.1 Конструкції зчіпних керованих дискових фрикційних муфт	12
4.2 Розрахунок зчіпних фрикційних дискових муфт.....	16
5 Конструкції фрикційних захисних багатодискових муфт .	52
5.1 Розрахунок запобіжних фрикційних дискових муфт	55
6 Загальні відомості про кулачкові муфти	65
7 Розрахунки кулачкових муфт	75
7.1 Перевірочний розрахунок на відсутність зім'яття робочих поверхонь	75
7.2 Перевірочний розрахунок на згинальну міцність кулачка	77
Додаток А	85
Додаток Б.....	92
Перелік рекомендованої літератури	99

ВВЕДЕННЯ

У даному навчальному посібнику із великого різноманіття муфт представлено тільки фрикційні та кулачкові муфти, які дозволяють не тільки керувати роботою машини, але й виконують функції запобіжної ланки в механізмі. Крім того вони найчастіше зустрічаються в кінематичних схемах курсових проектів за дисципліною “Основи конструювання та деталі машин”. Представлені основні базові конструкції цих муфт, а також приклади розрахунків для різних конструктивних варіантів їх виконання.

1 ВІДОМОСТІ ПРО МУФТИ

Застосування муфт у машинобудуванні викликано необхідністю: одержання довгих валів, виготовлених з окремих частин; компенсації невеличких неточностей монтажу у відносному розташуванні валів, що з'єднуються; надання валам деякої відносної рухомості під час роботи (малий перекис геометричних осей валів); амортизації різких коливань крутного моменту; виконання ролі захисної ланки; вмикання і вимикання окремих вузлів; автоматичного з'єднання і роз'єднання валів у залежності від пройденого шляху, напрямку передачі обертання, кутової швидкості, а також виконання функцій автоматичного керування. Муфти не змінюють крутного моменту і напрямку обертання.

Зчіпні муфти призначені для з'єднання і роз'єднання валів. Деякі типи зчіпних муфт дозволяють це робити на ходу без зупинки електродвигуна. Застосовуються в приводах, що потребують

зміни частоти обертання, реверсування, частих пусків і зупинок. Зчіпні муфти прийнято називати керованими. За принципом роботи розрізняють кулачкові і фрикційні зчіпні муфти. Всі зчіпні муфти повинні легко і швидко включатися при незначному зусиллі, а також мати малий нагрів і знос при частих переключеннях.

Зчіпні муфти можуть виконувати функції запобіжних муфт. При цьому осьова сила стиску створюється не за допомогою механізму керування, а постійно стислюю пружиною з регульованою силою, розрахованою на передачу граничного моменту. У цьому випадку муфти захищають машини від перевантажень.

2 СТИСЛІ ВІДОМОСТІ ПРО ФРИКЦІЙНІ МУФТИ

Фрикційні муфти передають крутний момент за рахунок сил тертя на робочих поверхнях. Вмикання муфти виконують плавним стисканням робочих поверхонь деталей муфти, що з'єднуються, а вимикання - їхнім роз'єднанням.

Під час вмикання фрикційних муфт крутний момент на валі зростає постійно і пропорційно збільшенню сили притиснення поверхонь тертя. Це дозволяє з'єднувати вали під навантаженням і зі значною початковою різницею в їхніх кутових швидкостях. У процесі вмикання муфта пробуксовує, а розгін даного вала відбувається плавно, без ударів. Після вмикання муфти ковзання фрикційних поверхонь відсутнє, проте при пікових навантаженнях можливо прослизання. Тому фрикційні муфти обмежують пікові

перевантаження, проте вони не придатні у випадках, коли потрібний збіг кутових швидкостей валів, що з'єднуються [1].

Фрикційна муфта може виконувати функції захисного пристрою через можливе проковзування при перевантаженнях приводу. Захисні фрикційні муфти застосовують при частих короткочасних перевантаженнях, головним чином при навантаженнях ударного характеру і значних частотах обертання. При спрацюванні муфта поглинає механічну енергію і перетворює її в теплову, передача ж крутного моменту не припиняється.

Фрикційні муфти за формою поверхонь тертя поділяють на дискові, у яких робочими поверхнями є плоскі поверхні дисків; конусні, у яких робочі поверхні мають конічну форму; циліндричні, у яких робочі поверхні мають циліндричну форму.

Дискові фрикційні муфти класифікуються:

1 за принципом роботи:

- нормально розімкнуті, для яких нормальним є виключений (розімкнутий) стан. Механізм керування включає (замикає) такі муфти;
- нормально замкнуті, для яких нормальним є включений (замкнутий) стан;

2 за видом тертя між робочими деталями (дисками):

- масляні муфти, у яких поверхні тертя значно змазуються;
- сухі муфти, у яких поверхні тертя навмисно не змазуються;

З за типом керування:

- муфти з механічним керуванням;
- муфти з пневматичним керуванням;
- муфти з гідравлічним керуванням;
- муфти з електромагнітним керуванням.

Найбільше поширення мають дискові фрикційні муфти нормально розімкнуті з механічним керуванням, що забезпечують передачу великих крутних моментів.

3 МАТЕРІАЛИ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ФРИКЦІЙНИХ МУФТ

До матеріалів муфт пред'являють такі вимоги [1;2]:

- сталість коефіцієнта тертя при зміні швидкості ковзання, тиску і температури на робочих поверхнях;
- висока зносостійкість;
- теплостійкість, що характеризується спроможністю довгостроково витримувати підвищення температури без руйнації зі зберіганням інших корисних властивостей;
- висока теплопровідність для відводу тепла від поверхонь тертя;
- спроможність до кращого припрацювання;
- добра оброблюваність і мала вартість;
- нечуткість до хімічного впливу мастил.

Для муфт, що працюють у мастилі, використовують загартовану сталь по металоцераміці, загартовану сталь по сталі, бронзу по сталі або по чавуну. Для пари “загартована сталь по загартова-

ній сталі” допускають більші навантаження на робочих поверхнях.

Чавуни при достатньо високому коефіцієнті тертя мають малу схильність до заїдання поверхонь тертя. У муфтах із малими навантаженнями застосовують чавунні диски без мастила з твердістю *HB не менш 120*.

Фрикційні диски з металокерамічним покриттям вигідно відрізняються від сталевих і чавунних дисків можливістю одержання великих сил тертя, кращим опором зношуванню, високою теплопровідністю фрикційного прошарку та ін. Ці властивості досягаються добором відповідних легуючих добавок у композит. Металокерамічний прошарок наноситься на торці металевого диска з наступним ущільненням і спіканням у прес-формі, у якій дотримується строга паралельність торців. Для дисків великих діаметрів (1200 мм і вище) виготовляють сталеві сектори з напресованим металокерамічним прошарком. Ці сектори кріплять до сталевого диска.

Особливу увагу варто приділити питанню відхилення від прямолінійності торців дисків, тому що у протилежному випадку тиск і сили тертя локалізуються на частині поверхні диска. Це призводить до інтенсивного зношування дисків і появи додаткових навантажень на диск. Тому, як правило, проводиться шліфування торців дисків для муфт, що працюють при великих швидкостях ковзання. Для невідповідальних випадків допустимо застосовувати нешліфовані диски.

У муфтах без змазування основне застосування мають пари

"сталь або чавун по накладках із фрикційного матеріалу на азбестовій основі", що виготовляють із композита азбестових волокон і металевого дроту та ін.

Для роботи у важких умовах застосовують ретинакс, що має великий за розміром і стійкий коефіцієнт тертя. Ретинакс застосовують при температурі поверхонь тертя до 1000°C . У табл. 1 наведені орієнтовні значення допустимих тисків, коефіцієнта тертя і температури фрикційних пар.

4 ЗЧІПНІ КЕРОВАНІ ФРИКЦІЙНІ МУФТИ

4.1 Дискові фрикційні муфти

Дискові фрикційні муфти мають найбільше поширення завдяки таким властивостям [1]:

- можливість вмикання і вимикання на ходу з числом вмикань у год до 100 і більш;
- велика несуча здатність при малих габаритних розмірах, особливо за діаметром;
- можливість варіювання числом дисків, що істотно зменшує номенклатуру муфт;
- плавність спрацювання муфти;
- простота експлуатації і уходу.

Ці муфти мають такі хиби:

- невисока точність спрацювання, пов'язана з мінливістю коефіцієнта тертя, прилипанням дисків і мінливістю в'язкості мастильного матеріалу в муфтах із змазуванням;
- значне виділення теплоти при спрацюванні, що викликає розігрів поверхонь тертя і, як слідство, мінливість їхніх фрикційних властивостей і зниження міцності.

**Таблиця 1- Орієнтовні значення допустимих тисків,
коефіцієнта тертя і температури фрикційних пар [1]**

Фрикційна пара	Коефіцієнт тертя			Допустимий тиск $[p]$, МПа	Допустима температура, °С
	без змазки	зі змазкою	з попаданням мастила		
1	2	3	4	5	6
Загартована сталь – загартована сталь	0,15...0,18	0,06...0,08	0,1...0,12	Без змазки - 0,3; зі змазкою - 0,6...0,8	260
Металокераміка – загартована сталь	0,18...0,40	0,08...0,15	–	Без змазки - 0,3...0,5; зі змазкою - 0,8...1,0	–
Ретинакс марки ФК-24А (ГОСТ 10851-73) – загартована сталь	0,25...0,35	0,08...0,10	–	Без змазки - 1,0...1,5	600...800
Пресований азбест - загартована сталь	0,3...0,4	0,1...0,2	–	Без змазки - 0,2...0,4; зі змазкою - 0,5...1,0	150...250
Композиційний матеріал марки НСФ-6 (ГОСТ 1786-74) на основі каучука с металевим наповнювачем – загартована сталь	0,4...0,53	–	–	–	100...150

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6
Тормозна стрічка ВИАМ-12 – сталь	0,28...0,33	0,08...0,10	–	Без змазки - 0,6...0,8; зі змазкою - 0,9...1,0	–
Порошкові металеві обкладки – загарто- вана сталь	0,35...0,55	0,05...0,10	–	Без змазки - 0,8...1,0; зі змазкою - 1,0...1,5	–
Бронза – сталь	0,10...0,15	0,05...0,10	0,10	Без змазки - 0,4...0,5; зі змазкою - 0,6...0,8	150
Чавун – сталь	0,15...0,18	0,06...0,08	0,12	Без змазки - 0,25...0,4; зі змазкою - 0,6...0,8	150
Чавун – чавун	0,15...0,20	0,05...0,08	0,15	Без змазки - 0,4...0,6; зі змазкою - 0,6...1,0	300

Примітки:

1 Менші значення тисків - при великому числі поверхонь тертя, більші - при малому.

2 При $V > 25$ м/с тиск рекомендується зменшувати: на 15% - при $V = 5$ м/с; на 30% - при $V = 10$ м/с; на 35% - при $V = 15$ м/с,

де $V = \frac{\pi D_{cp} n}{60000}$ - швидкість обертання півмуфти; D_{cp} - середній діаметр фрикційних пар.

4.1.1 Конструкції зчіпних керованих дискових фрикційних муфт

У конструкції дискових фрикційних муфт можна виділити три основні частини: власне дискову муфту, механізм стиску дисків і ручку керування.

Власне муфта і механізм стиску дисків звичайно конструктивно компонуються разом, як одне ціле, і являють собою вузол, що обертається разом із валом.

Механізм ручки керування знаходиться поза муфтою (звичайно в корпусі) і, як правило, нерухомий.

Багатодискова муфта (рис. 1) складається з ведучої півмуфти зі стаканом («чашкою») **1**, на внутрішній поверхні якої передбачені зубці для з'єднання з головними (зовнішніми) дисками **2**, і веденої півмуфти («втулки») **7**, що має на зовнішній поверхні зубці для з'єднання з веденими (внутрішніми) дисками **3**, які чергуються з ведучими. У спеціальних пазах веденої півмуфти встановлені на осях **8** важільці **5**, що упираються одним кінцем у диски **4**, сполучені з веденою півмуфтою, а іншим - контактують із внутрішньою конічною поверхнею рухомої поводкової втулки **6**. Коли втулка **6** пересунена вліво, муфта включена. Всі диски притиснені один до одного за допомогою важільців **5**, що фіксуються на внутрішній циліндричній поверхні поводкової втулки **6** за рахунок сил тертя [3]. У включеній муфті диски в пакеті стискаються значною осьовою силою, між ними

виникає сила тертя. Зовнішні диски **2** не можуть прослизати щодо внутрішніх **3**. Відбувається замикання муфти, у результаті якого за рахунок сил тертя між дисками з втулки **7** на чашку **1** або навпаки передається визначений корисний крутний момент. У виключеній муфті диски відходять друг від друга і зовнішні **2** вільно прослизують щодо внутрішніх **3**, тобто чашка **1** і втулка **7**, що з'єднуються муфтою, стають розімкнутими.

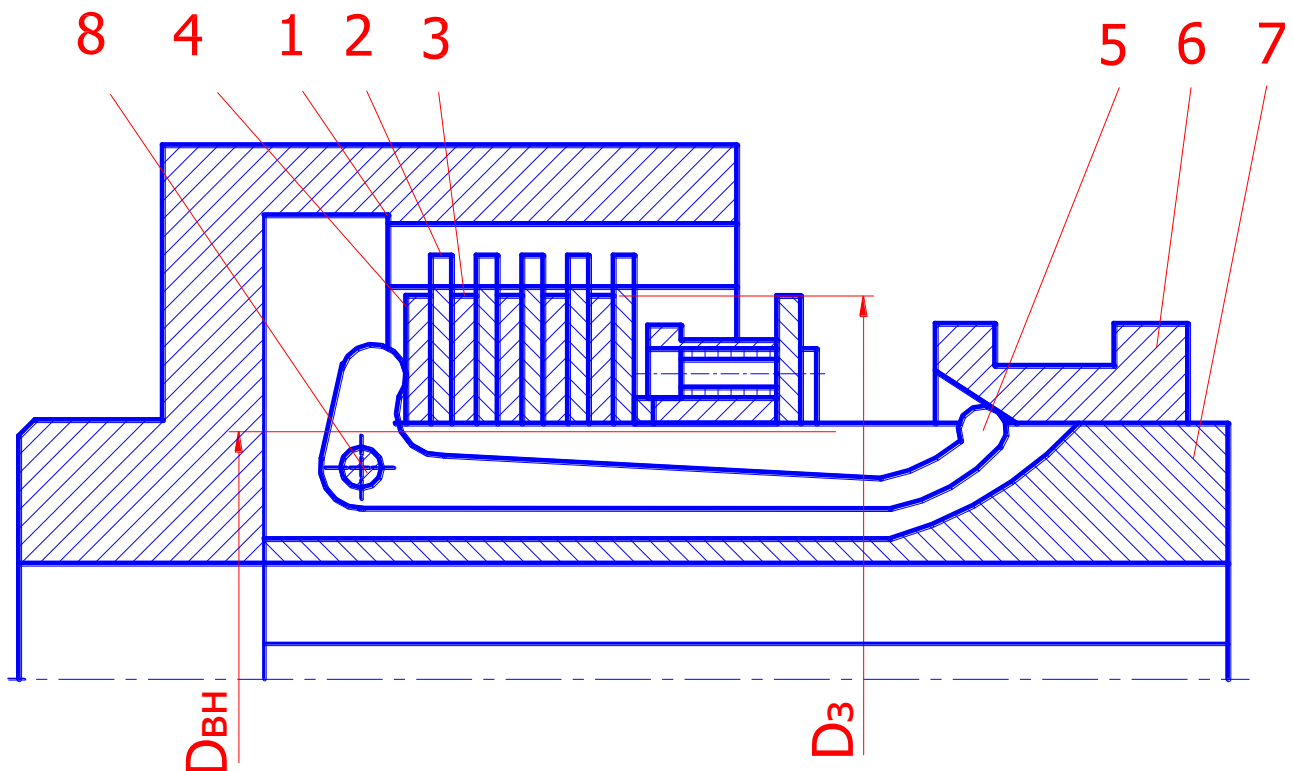


Рисунок 1 - Конструкція багатодискової фрикційної муфти

Муфти з невеликим числом дисків і великого діаметра краще охолоджуються і тому застосовуються при частому вмиканні. Проте з ростом діаметра муфти росте її момент інерції. Перегрів муфти викликає деформацію металевих дисків, що призводить до їхнього заїдання. Неметалеві диски втрачають при нагріванні пропитку і можуть навіть обвуглюватися.

Використовуючи постановку між дисками розпирних пружин або пружні властивості самих дисків, можна значно поліпшити їхню розчіплюємість. Диски в цьому випадку виготовляють неплоскими: конусними (типу тарілчастих пружин) або хвилястими із синусною поверхнею.

У корпусах зубчастих передач в основному варто використовувати масляні муфти, а в інших випадках - сухі. Проте, якщо потрібно швидке вмикання або вимикання, то варто застосовувати сухі муфти, ізолюючи їх від зубчастих передач. Сухі муфти мають меншу теплорозсіювальну здатність у порівнянні з масляними. Сухі муфти доцільно використовувати при зовнішньому монтажі. Звичайно ці муфти мають значні габарити в радіальному напрямку, тому що число поверхонь тертя не перевершує 4 і рідко досягає 8.

Механізми стиску дисків є найбільш складною і конструктивно найбільш різноманітною частиною муфти. Загальні вимоги до механізму стиску дисків:

- рівномірність стиску по всій поверхні зіткнення дисків; виграш у силі;
- достатні переміщення натискних елементів для створення необхідних зазорів між дисками у вимкнутій муфті;
- силове замикання після вмикання муфти.

Рівномірність стиску дисків майже у всіх конструкціях механізмів стиску досягається застосуванням трьох рівномірно

розташованих по колу паралельно працюючих натискних елементів.

Вимога виграшу в силі пов'язана з великими силами стиску дисків у фрикційних муфтах. Для одержання виграшу в силі в механізмах стиску використовуються найрізноманітні пристрої: за конструктивною формою з нерівними плечима кулачки і важелі на осях; ефект вклинювання та ін. Виграш у силі за законами механіки пов'язаний із програшем у переміщенні, тому вибір принципової схеми механізму стиску й основних розмірів його деталей завжди зв'язують із необхідними переміщеннями.

Силове замикання механізму стиску дисків після вмикання муфти означає переведення деталей механізму в таке положення, при якому самотійний зворотний рух (самовиключення) стає неможливим, значно спрощується конструкція ручки керування, спрощується керування муфтою, забезпечується надійність її в роботі.

Механізми ручки керування відрізняються великою різноманітністю. Вони складаються з устрою, що служить для приєднання механізму до рухомої частини муфти, передатного важільного, зубчато- рейкового та ін. механізму і пристосування, що створює зусилля для здійснення переміщення. Певність положення півмуфти у вимкненому і увімкненому стані забезпечується спеціальними фіксаторами, упорами на керуючих важелях, обмежувачами ходу і т.д.

Найбільш відомі конструкції нормалізованих зчіпних фрикційних дискових муфт подані в додатку А (табл. А.1, А.2) [1-4].

4.2 Розрахунок зчіпних фрикційних дискових муфт

Якщо найбільший момент тертя $T_{TP\max}$, що розвивається муфтою, менше моменту сил опору T_C веденої частини, то зчеплення не відбудеться, і муфта буде буксувати, тому необхідною умовою працездатності муфти є нерівність $T_{TP\max} > T_C$. Розраховують їх за моментом

$$T_{розр} = \beta T_C,$$

де $T_{розр}$ - розрахунковий момент;

β - коефіцієнт запасу зчеплення, що залежить від виду машини, у якій установлена муфта (табл. 2).

Тип муфти вибирається після ознайомлення з існуючими конструкціями з урахуванням їхньої роботи в спроектованому механізмі. В даний час рядом галузей промисловості розроблені нормалі конструкцій фрикційних муфт, котрими і рекомендується користуватися.

Таблиця 2- Значення коефіцієнта β [2]

Приклади використання	β
Для металорізальних верстатів	1,3...1,5
Для автомобілів	1,2...1,5 (до 2)
Для сільськогосподарських тракторів	2,0...3,5
Для транспортних тракторів	1,5...2,0
Для поршневих насосів (багатоциліндрових), вентиляторів, пресів	1,3
Для компресорів, великих вентиляторів, поршневих насосів (циліндрових), верстатів для обробки деревини	1,7
Для механізмів підйомно-транспортних машин: • муфт, що включаються під навантаженням • муфт, що включаються без навантаження	1,35...1,50 1,25...1,35

Нормаллю встановлені такі типи муфт:

МТМ - 1 - односторонні } масляні зі шліцьовим отвором;
МТМ - 2 - двосторонні }

МТМ - 1А - односторонні } масляні муфти з гладким отвором і
МТМ - 2А - двосторонні }

шпонковим пазом;

МТМ - 1С - односторонні } сухі муфти зі шліцьовим отвором;
МТМ - 2С - двосторонні }

МТМ - 1АС - односторонні } сухі муфти з гладким отвором і
МТМ - 2АС - двосторонні }

шпонковим пазом.

Передбачено такі типи дисків: ДУВ – 1 - диски вузькі внутрішні з металокерамічним покриттям для роботи без змазування; ДУВ – 2 - диски вузькі внутрішні з пластмасовим покриттям; ДУВ – 3 - диски вузькі внутрішні з металокерамічним

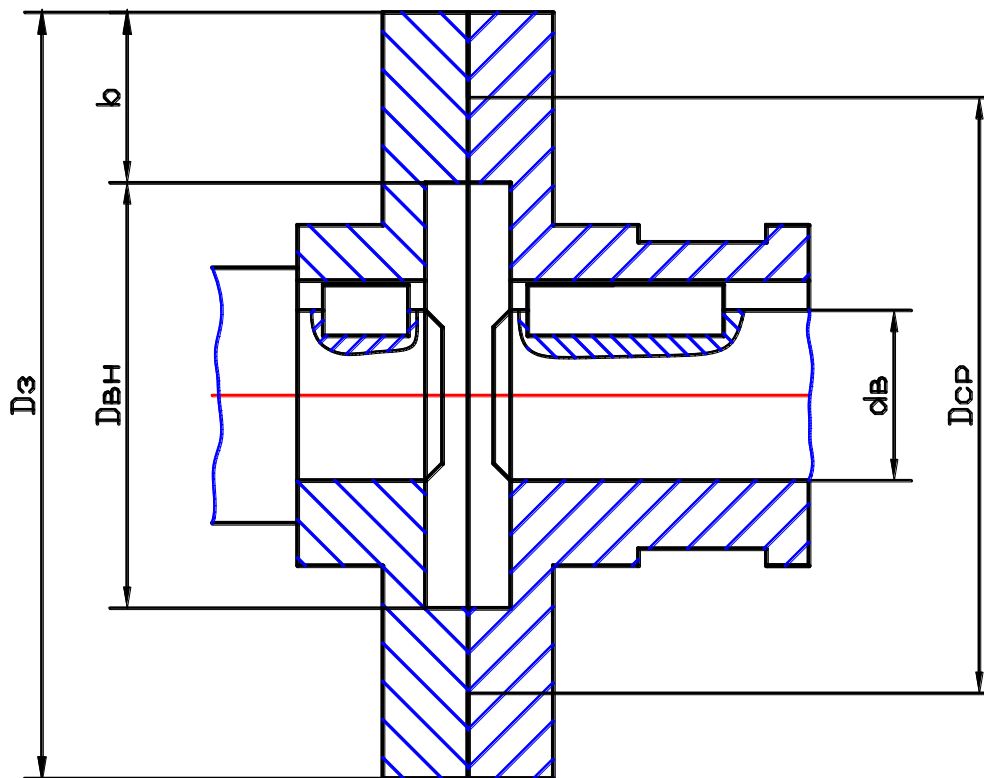
покриттям для роботи зі змазуванням; *ДУВ* – 4 - диски вузькі внутрішні без покриття; *ДУН* – 1- диски вузькі зовнішні плоскі; *ДУН* – 2 - диски вузькі зовнішні синусні; *ДШВ* – 1 - диски широкі внутрішні; *ДШН* – 1 - диски широкі зовнішні синусні (див. табл. А.1).

У рідкісних випадках, коли нормалізовані муфти не задовольняють проектанта щодо габаритних розмірів або умов керування, припускається проектування оригінальної конструкції муфти.

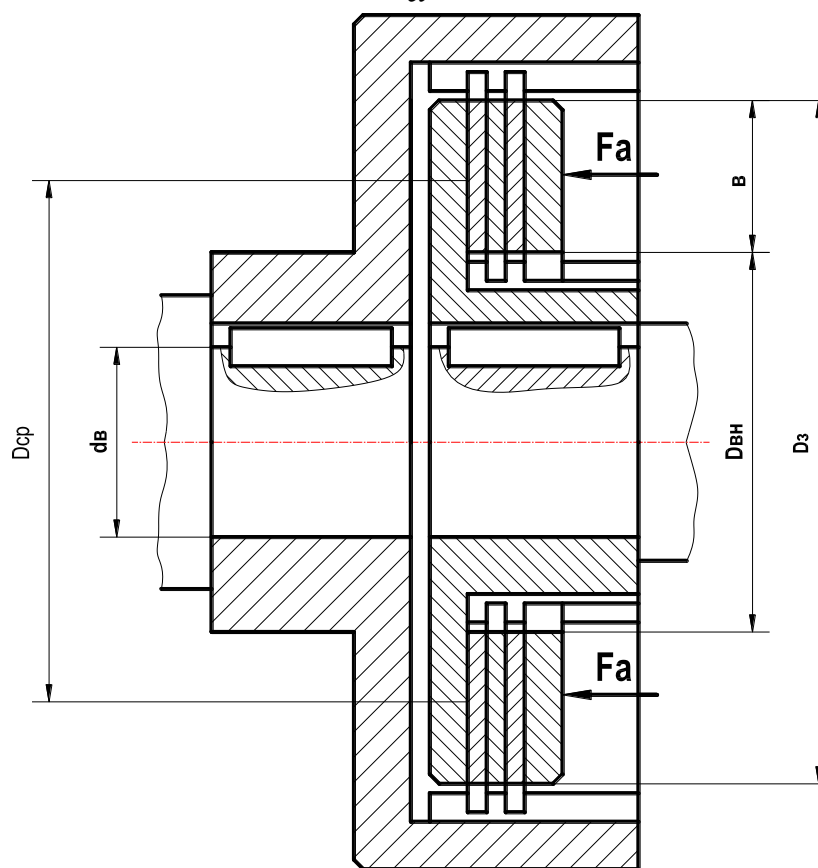
За конструктивним оформленням багатодискові муфти бувають двох видів: муфти, що виконані в декількох розмірах (габаритах), які дозволяють змінювати число дисків у конструкції; муфти декількох розмірів, але з визначеним числом дисків.

Різниця в розрахунках нормалізованих муфт двох конструкцій складається в додатковому визначенні кількості поверхонь тертя для муфт із змінним числом дисків. Для муфт оригінальної конструкції необхідно конструктивно визначити розміри їхніх елементів.

Вибір розмірів (номера) нормалізованої муфти виконують за двома параметрами: розрахунковим діаметром ступені шліцьового або шпоночного вала, на якому повинна монтуватися муфта; розрахунковим крутним моментом. Розрахункові схеми муфт із плоскими поверхнями тертя показані на рис. 2.



a



б

a - з одною парою поверхонь тертя; *б* - із декількома парами

Рисунок 2 - Схеми муфт із плоскими поверхнями тертя

Методика розрахунку фрикційних дискових муфт подана в табл. 3 [1; 2].

Таблиця 3 - Методика розрахунку фрикційних дискових муфт

Найменування параметра	Позначення	Формули і рекомендації до розрахунку
1	2	3
Режим роботи: • момент опору веденої частини муфти, $H \cdot м$; • частота обертання ведучої півмуфти, $хв^{-1}$	T_C n	Вихідні дані для добору нормалізованих муфт типових конструкцій і розрахунку муфт оригінальної конструкції
Характер роботи: • призначення машини; • вид навантаження; • число вмикань у 1 год	n^*	
Місце розташування (у корпусі або зовні корпуса): • габаритні розміри; • умови монтажу; • наявність нормалізованих муфт та їх вартість; • матеріал фрикційних пар		
Діаметр вала під муфтою, мм	d_{ε}	

Продовження таблиці 3

1	2	3
Зовнішній діаметр робочої поверхні дисків, мм	D_3	Вибираються за нормальми (табл. А.1, А.2) або розраховуються за рекомендаціями: • для масляних муфт із монтажем внутрішніх дисків безпосередньо на валі- $D_{вн} = (1,3...2)d_{\epsilon};$ $D_{вн}/D_3 = (0,5...0,7);$ • для масляних муфт із монтажем внутрішніх дисків на спеціальній втулці (корпусі) - $D_{вн} = (2,2...3,5)d_{\epsilon}; D_{вн}/D_3 = (0,6...0,7);$ • для муфт сухого тертя з монтажем внутрішніх дисків на спеціальній втулці (корпусі) - $D_{вн} = (1,3...2)d_{\epsilon};$ $D_{вн}/D_3 = (0,5...0,7);$ $D_{cp} = (D_3 + D_{вн})/2;$ $\epsilon = (D_3 - D_{вн})/2;$ $\psi = \epsilon/D_{cp} = 0,1...0,35.$ Звичайно приймають: $\psi = D_{cp}/0,25$
Внутрішній діаметр робочої поверхні дисків, мм	$D_{вн}$	
Середній діаметр робочої поверхні дисків, мм	D_{cp}	
Робоча ширина дисків, мм	ϵ	
Площа тертя, мм ²	A	$A = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_{вн}^2)$
Розрахунковий крутний момент, що передається, $H \cdot m$	$T_{розр}$	$T_{розр} = T_c \beta, \quad (1)$ де β - коефіцієнт запасу зчеплення, вибирається в залежності від характеру роботи за табл. 2.

Продовження таблиці 3

1	2	3
Момент тертя, переданий муфтою, $H \cdot m$	T_{mp}	$T_{mp} = \frac{\pi f Z \psi D_{cp}^2 [p]}{2000}, \quad (2)$ де f - коефіцієнт тертя, вибирається за табл. 1; $[p]$ - допустимий тиск на контактних поверхнях фрикційних пар, вибирають за табл. 1; Z - число пар поверхонь тертя
Число пар поверхонь тертя (округляють до цілого парного числа)	Z	$Z = \frac{2000 T_{розр}}{\pi f \psi D_{cp}^3 [p] K_Z} \leq [Z], \quad (3)$ де K_Z - коефіцієнт, що враховує вплив числа дисків у муфті на силу вмикання, для сухих муфт значення K_Z вибирається за табл. 4; $[Z] \leq 16$ - для масляних муфт; $[Z] \leq 6$ - для сухих муфт
Кількість зовнішніх дисків ведучої частини муфти	Z_3	$Z_3 = 0,5Z. \quad (4)$
Кількість внутрішніх дисків веденої частини муфти	$Z_{вн}$	$Z_{вн} = 0,5Z + 1. \quad (5)$ Загальна кількість дисків у муфті не повинна перевищувати 25...30 через зменшення тиску на диски
Уточнене значення питомого тиску на дисках, МПа	p	$p = \frac{2000 T_{розр}}{\pi f Z \psi D_{cp}^3} \leq [p] \quad (6)$
Загальна сила натискання на диски муфти, Н	F_a	$F_a = \frac{2000 T_{розр}}{f Z D_{cp}} \leq [p] \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_{вн}^2) \quad (7)$

Продовження таблиці 3

1	2	3
Тепловий розрахунок дискових муфт		
Робота сил тертя за час одного вмикання, Дж	A_{mp}	$A_{mp} = \frac{Jw_o^2}{2} + \frac{2}{3}T_c w_o \sqrt{\frac{2Jw_o}{k} + \frac{T_c^2 w_o}{2k}}, (8)$ де J - момент інерції веденої частини приводу, $кг \cdot м^2$; $w_o = \pi n / 30$ - кутова швидкість веденої частини муфти, $хв^{-1}$; $k = T_{max} / t_{вкл} = T_{расч} / t_{вкл}$; $t_{вкл}$ - час одного вмикання, с
Щільність теплового потоку, $\frac{Дж}{год \cdot м^2}$	q	$q = 3600 A_{mp} / (t_{вкл} \sum A^*), (9)$ де $\sum A^* = Z A^*$ - площа поверхонь тертя усіх дисків, $м^2$
Середня надлишкова температура на поверхні дисків тертя, $^{\circ}C$	t_{cp}	$t_{cp} = (2,78 \cdot 10^{-4} \frac{A_{mp} n^*}{\alpha_1 A}) * [1 - \exp(3,6 \cdot 10^3 \frac{t_{вкл} \alpha_1 A}{Cm})], (10)$ де α_1 - коефіцієнт тепловіддачі муфти в навколишнє середовище, $\frac{Вт}{м^2 \cdot ^{\circ}C}$; A - площа зовнішньої поверхні муфти, що віддає тепло, $м^2$; C - теплоємність, $Дж / кг \cdot ^{\circ}C$; m - маса муфти, кг.
Надлишкова температура на поверхні сталевих дисків, $^{\circ}C$		$t_{cp} = 2,78 \cdot 10^{-4} \frac{q}{\lambda} \left[\frac{2\alpha_{вкл}}{s} + \frac{s}{m} \right], (11)$ де λ - коефіцієнт теплопроводності матеріалу дисків, $Вт / (м \cdot ^{\circ}C)$; α - коефіцієнт температуропроводності матеріалу дисків, $м^2 / ч$; s - товщина дисків, м

Продовження таблиці 3

1	2	3
Температура на поверхні дисків, що відраховується від 0°C	t_g	$t_g = t_{cp} + t_m + t_o \leq [t_g], \quad (12)$ де t_m - температура муфти до початку вмикання, °C; t_o - температура навколишнього середовища, °C; $[t_g] = 300 \dots 400$ °C - для муфти зі сталевими дисками в масляній ванні
Призначення розмірів механізмів стиску дисків і ручки керування		
Осьова сила на натискній деталі механізму стиску дисків (на штовхачі або поводковій втулці) (рис. 3), Н	S	$S = nF_{a_1} \frac{c + f_1(b^* + r) \sin \alpha + f_1 \cos \alpha}{a - f_1(r + m) - f_1 \tan \alpha}, \quad (13)$ де n - число замикаючих елементів; $F_{a_1} = F_a / n$ - сила натискання на диски від одного замикаючого елемента (штовхача або поводкової втулки), Н; f_1 - коефіцієнт тертя в шарнірах і парах тертя "кулачок - штовхач"; α - кут вмикання замикаючих елементів, ...°. Рекомендується приймати $\alpha = 8 \dots 12^\circ$; a, c, r, m, b^* - розміри кулачків (важелів), мм. Вимірюються або розраховуються при виконанні креслення в положенні, коли диски притиснені кулачками за схемою на рис. 3. Інші розміри кулачків (важелів) різного конструктивного виконання (а,б,в,г) вибираються за табл.5

Продовження таблиці 3

1	2	3
Нормальна сила, яка прикладена до робочого профілю важеля (кулачка) із боку поводкової втулки (див. рис. 3), Н	N	$N = F_{a_1} \frac{c + f_1(b^* + r)}{a - f_1(r + m)} \quad (14)$
Кратність зменшення сили механізмом стиску дисків	U_{cm}	$U_{cm} = F_a / S \quad (15)$
Переміщення важеля або кулачка, необхідне для вмикання муфти, мм	x	$x = \delta Z, \quad (16)$ де δ - зазор між дисками у виключеній муфті, мм, приймають: $\delta \cong 0,2$ мм; Z - кількість поверхонь тертя
Переміщення натискної деталі (поводкової втулки), необхідне для переводу муфти з нейтрального стана у включений, мм	X_1	$X_1 = (xl) / (c \operatorname{tg} \alpha), \quad (17)$ де l - довжина плеча важіля або кулачка (див. табл. 5)

Продовження таблиці 3

1	2	3
Кратність зменшення осьової сили механізмом керування. Окремі конструкції механізмів керування показані на рис. 4	$U_{рук}$	Для механізму керування, приведенного на рис. 4,а, $U_{рук} = S/F_p = (\arcsin(X_1/R)l_p\eta)/X_1, (18)$ де F_p - сила робітника на ручці, Н, приймають $F_p = (30...50)H$, при рідких вмиканнях припускається: $F_p = 80H$; l_p - проекція довжини ручки на площину, перпендикулярну осі її обертання, мм. Виходячи зі зручності керування, звичайно приймають l_p не більш 200...300 мм; R - довжина плеча вилки механізму або радіус сектора, мм; $\eta = 0,93...0,95$ - ККД механізму. Рекомендується приймати $U_{рук} = 2...5$. Для механізму керування, приведенного на рис. 4,б, $U_{рук} = S/F_p = l_p\eta/R. (19)$ Для механізму керування, приведенного на рис. 4,в, $U_{рук} = (\arcsin(X_1/R)l_pU_1\eta)/X_1, (20)$ де $U_1 = d_2/d_1$ - передаточне відношення зубчастої передачі

Продовження таблиці 3

1	2	3
Кратність зменшення сили механізмом стиску дисків і механізмом керування	U	$U = U_{ct} U_{рук} \quad (21)$
Кут повороту ручки механізму керування, необхідний для вмикання муфти, рад	α_p	Для механізму керування, приведенного на рис. 4,а, $\alpha_p = \arcsin(X_1/R) \leq [\alpha_p]_{\max}, \quad (22)$ де $[\alpha_p]_{\max}$ - допустимий кут повороту ручки, ...°; $[\alpha_p]_{\max} \times (i - 1) = (120...150)^\circ, \quad (23)$ де i - число позицій поводкової втулки. Для механізму керування, приведенного на рис. 4,б, $\alpha_p = X_1/R \leq [\alpha_p]_{\max}. \quad (24)$ Для механізму керування, приведенного на рис. 4,в, $\alpha_p = U_1(\arcsin(X_1/R)) \leq [\alpha_p]_{\max}. \quad (25)$

Перевірочні розрахунки елементів муфт

Перевірочні розрахунки виконують для найбільш навантажених деталей муфти, розміри яких викликають побоювання відносно їхньої міцності (важіль, кулачок, вісь його кріплення, шліци дисків, штифти, що передають крутний момент і т.д.).

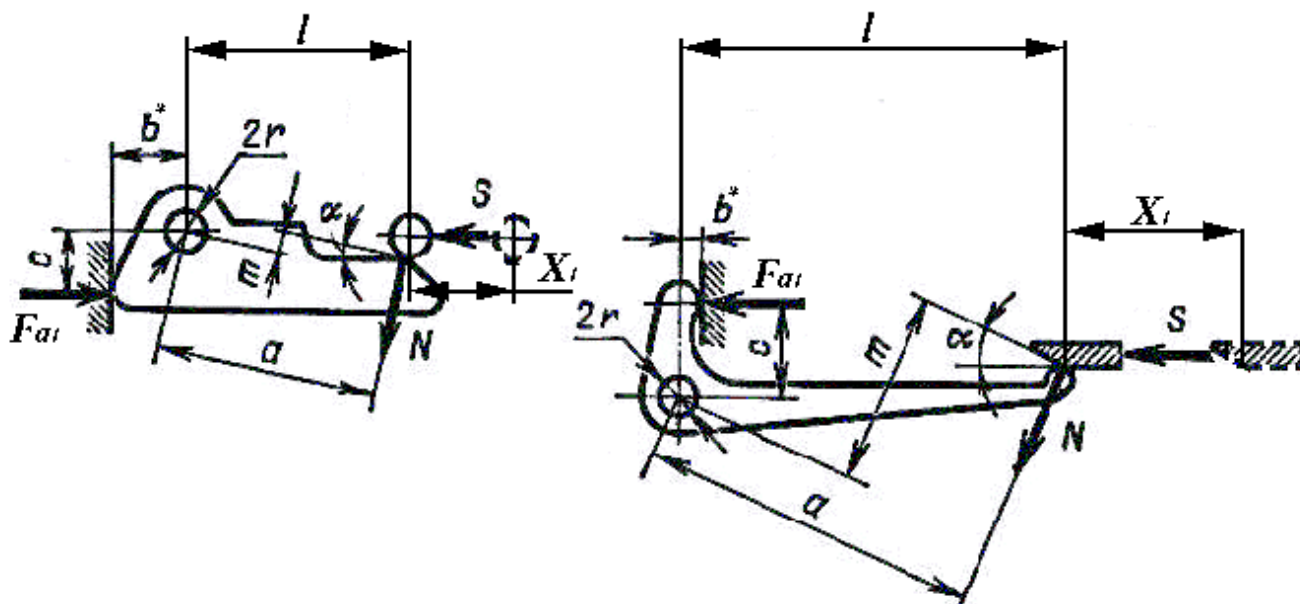
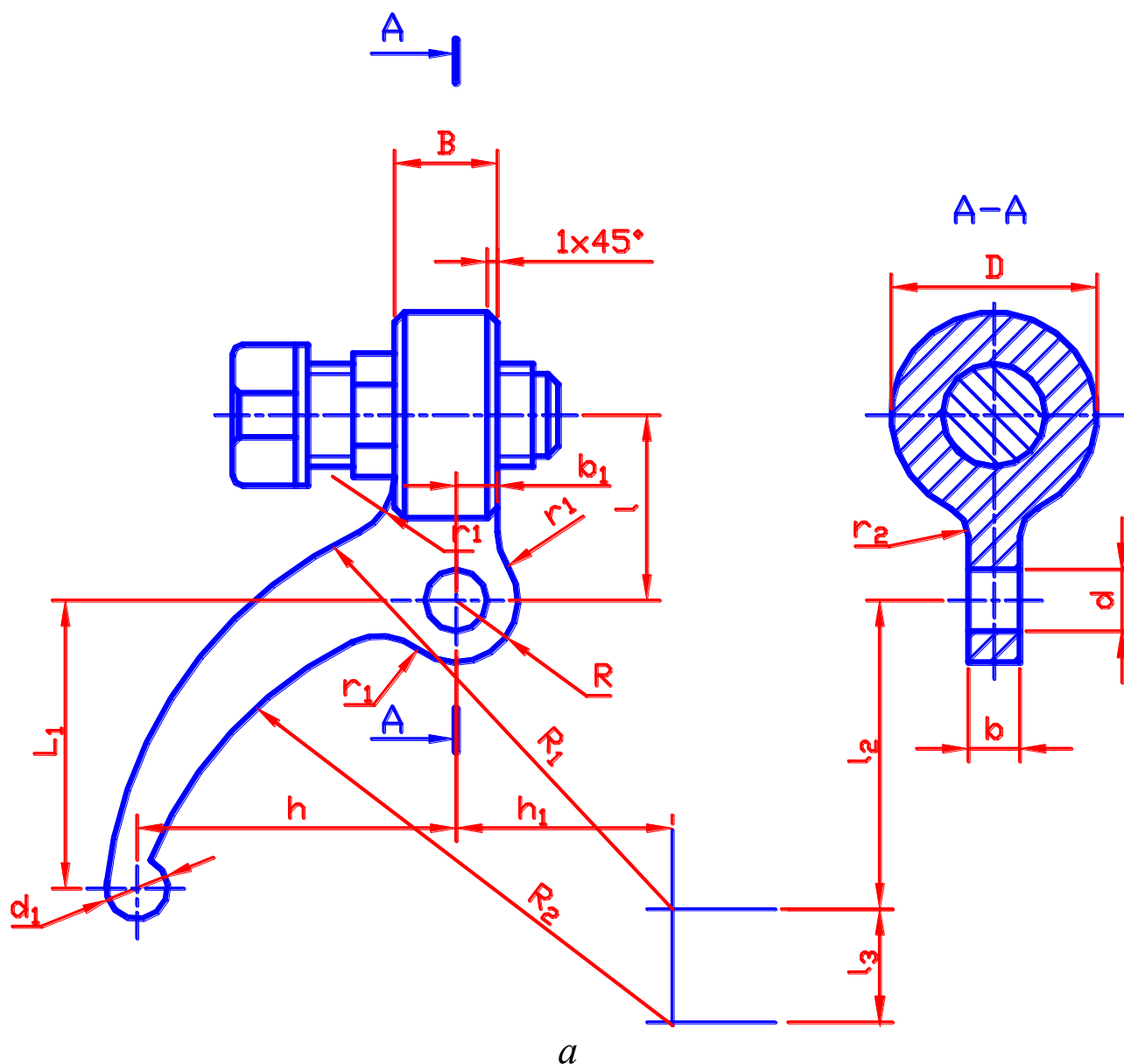


Рисунок 3 - Розрахункова схема для замикаючих елементів фрикційних дискових муфт [2]

Таблиця 4- Коефіцієнт K_z впливу числа дисків на силу вмикання муфти

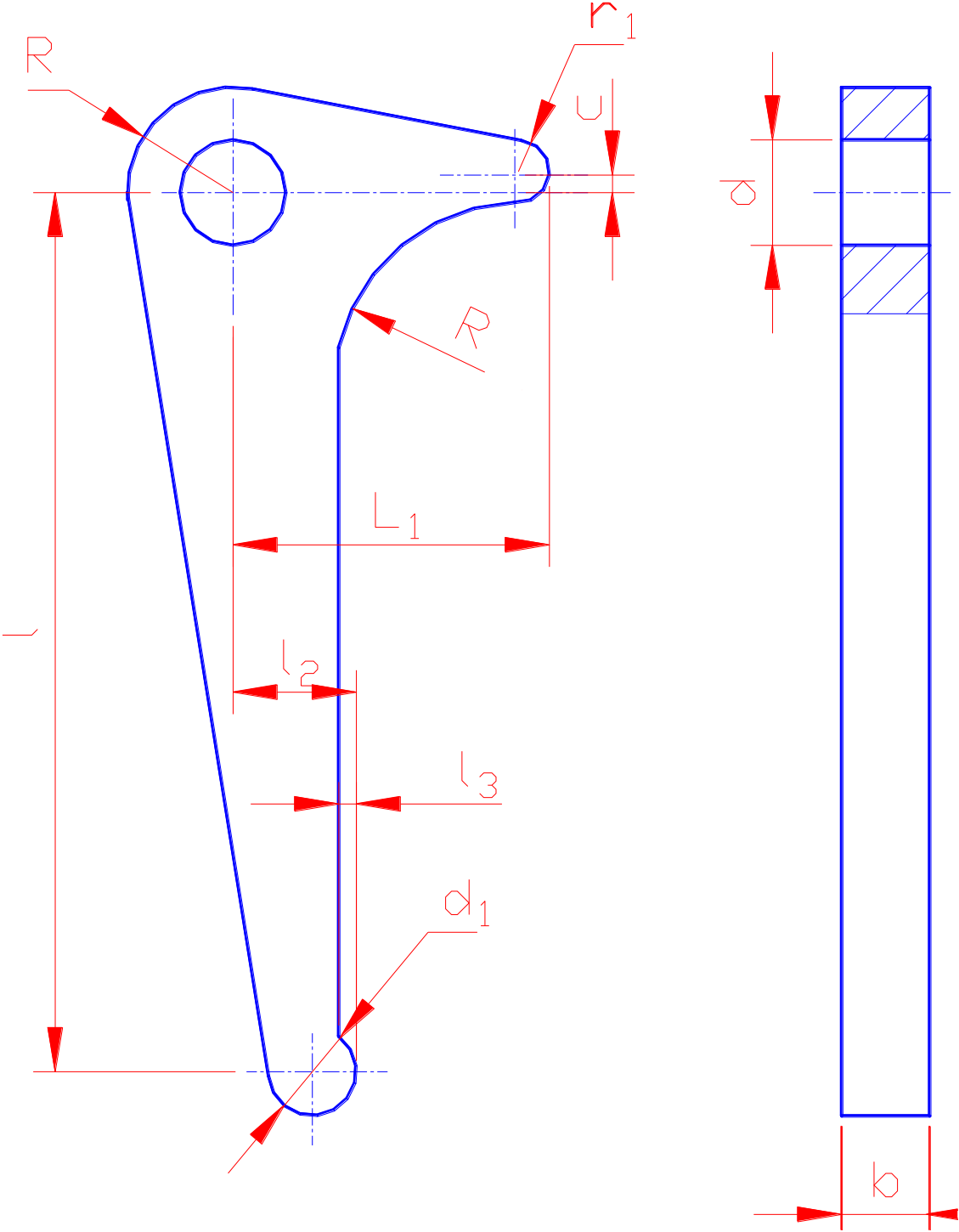
Z	K_z	Z	K_z	Z	K_z
3	1,00	6	0,91	9	0,82
4	0,97	7	0,88	10	0,79
5	0,64	8	0,85	11	0,76

Таблиця 5 - Розміри кулачків і важелів, що замикають диски сухих і масляних муфт [2]



№ муфти	Розміри, мм																		Гвинт $M \times l$	Гайка низька
	l	l_1	l_2	l_3	h	H_1	B	b	b_1	D	d	d_1	R	R_1	R_2	r_1	r_2			
1	18	28	48	11	31	21	10	5	4	20	6	6	6	60	62	6	3	10×40	M10	
2,3	21	34	48	17	32	30	12	6	5	22	8	7	8	67	70	8	3	12×45	M12	
4,5	25	46	55	25	34	37	16	8	7	25	10	8	10	74	75	10	5	14×60	M14	

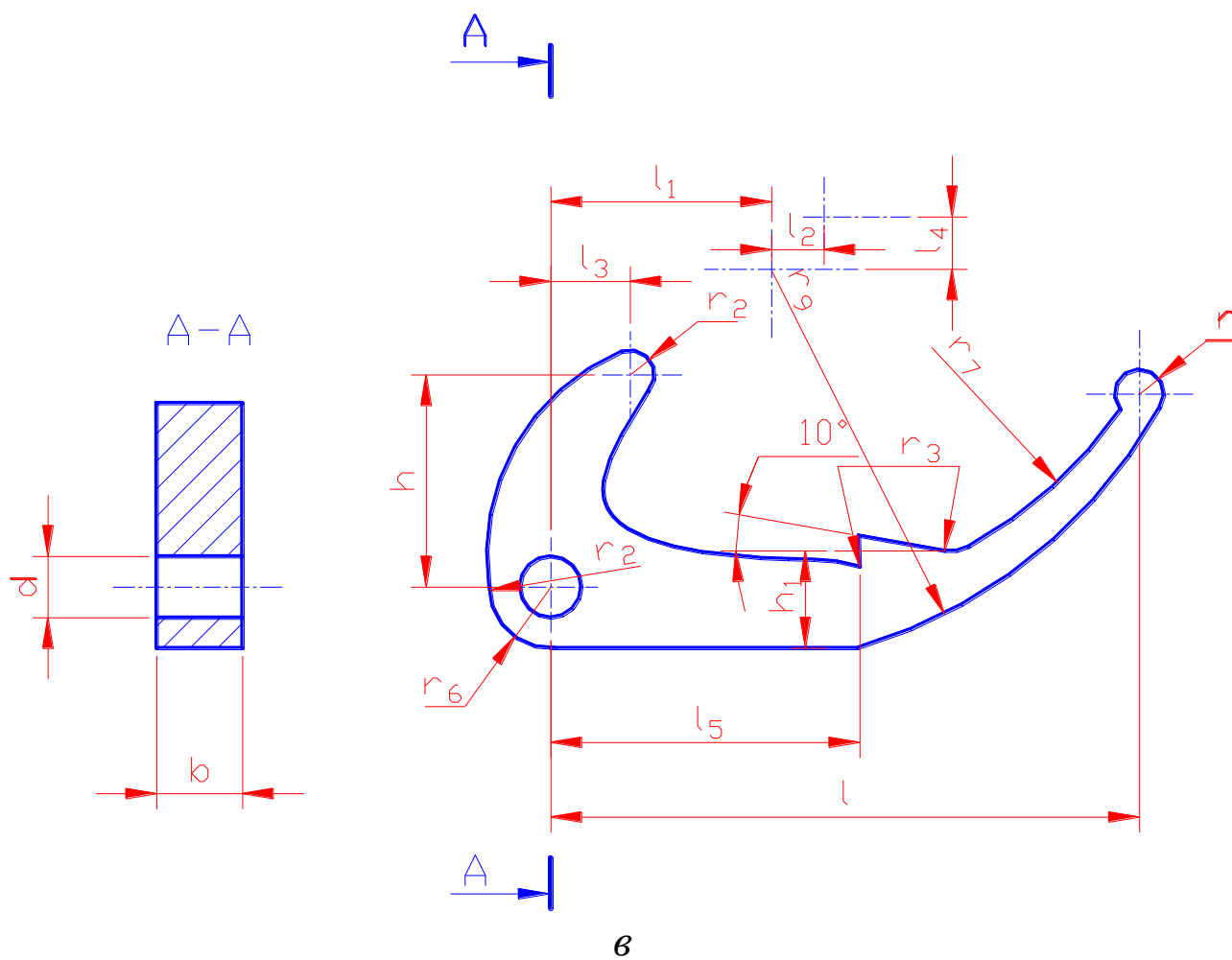
Продовження таблиці 5



б

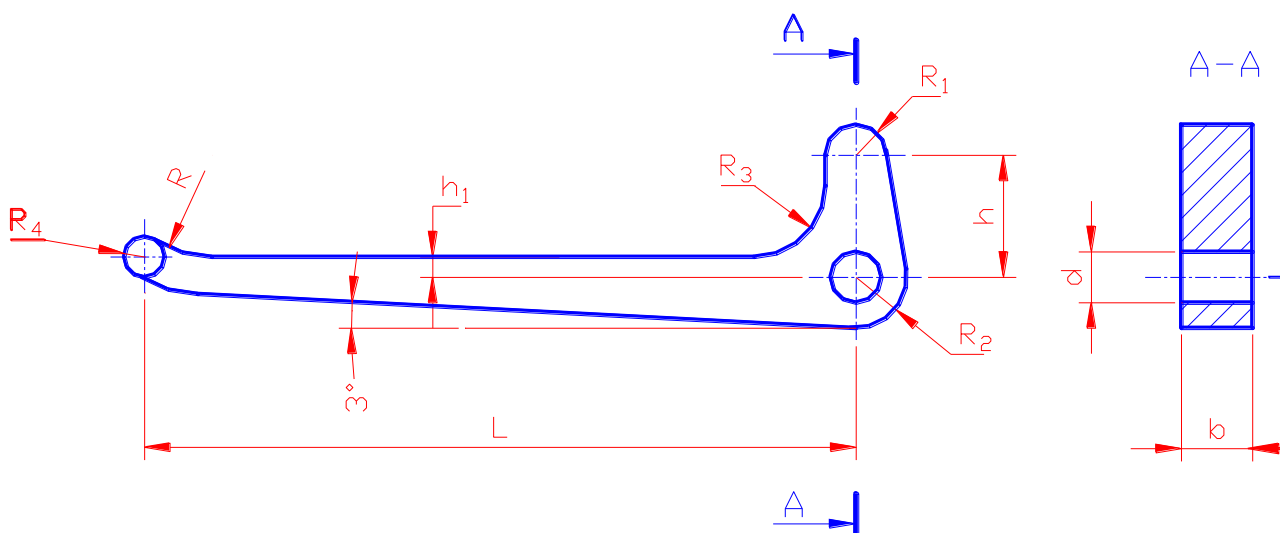
№ муфти	Розміри, мм									
	l	L_1	l_2	l_3	R	d	d_1	r_1	b	c
1	50	18	7	1	6	6	5	2	5	0,6
2,3	64	20	8	1,5	8	8	6	2,5	6	1
4,5	80	22	10	2	0	10	8	3	8	1,5

Продовження таблиці 5



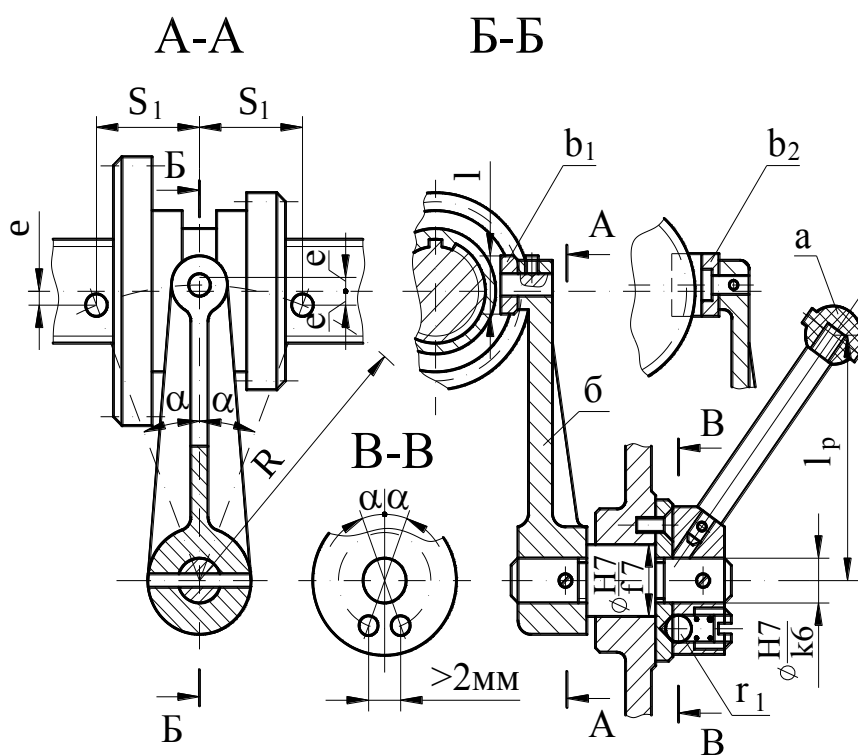
№ муфти	d	Розміри, мм																
		l	l_1	l_2	l_3	l_4	l_5	b	h	h_1	r_4	r_5	r_6	r_7	r_9	r_1	r_2	r_3
06	4	41	16	0	0	10	22	10	14	8	23	8	4	45	39	1,5	2	3
07	5	47	18	3	1	9	25	10	14	6	18	8	4,5	59	54	1,5	2	3
08	5	48	15	5	1	4	28	12	15	8	19	9	5	53	54	1,5	2	3
09	5	52	19	4	1	4	29	12	16	8	21	9	5	56	57	1,5	2	3
10	6	61	27	0	2	3	36	12	18	7,5	22	9	5	65	62	1,5	2	3
11	6	60	21	8	2	3	35	15	20	4,5	27	11	6	62	66	2	2	5
12	6	74	40	0	1	2,6	42	15	30	2	29	15	5	87	65	2	2	5

Продовження таблиці 5



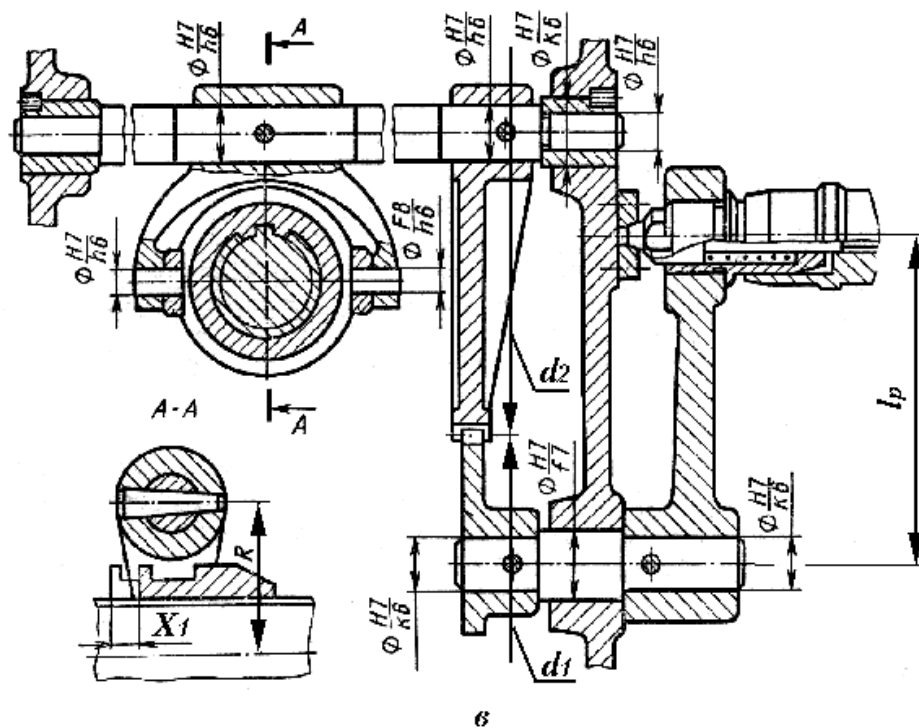
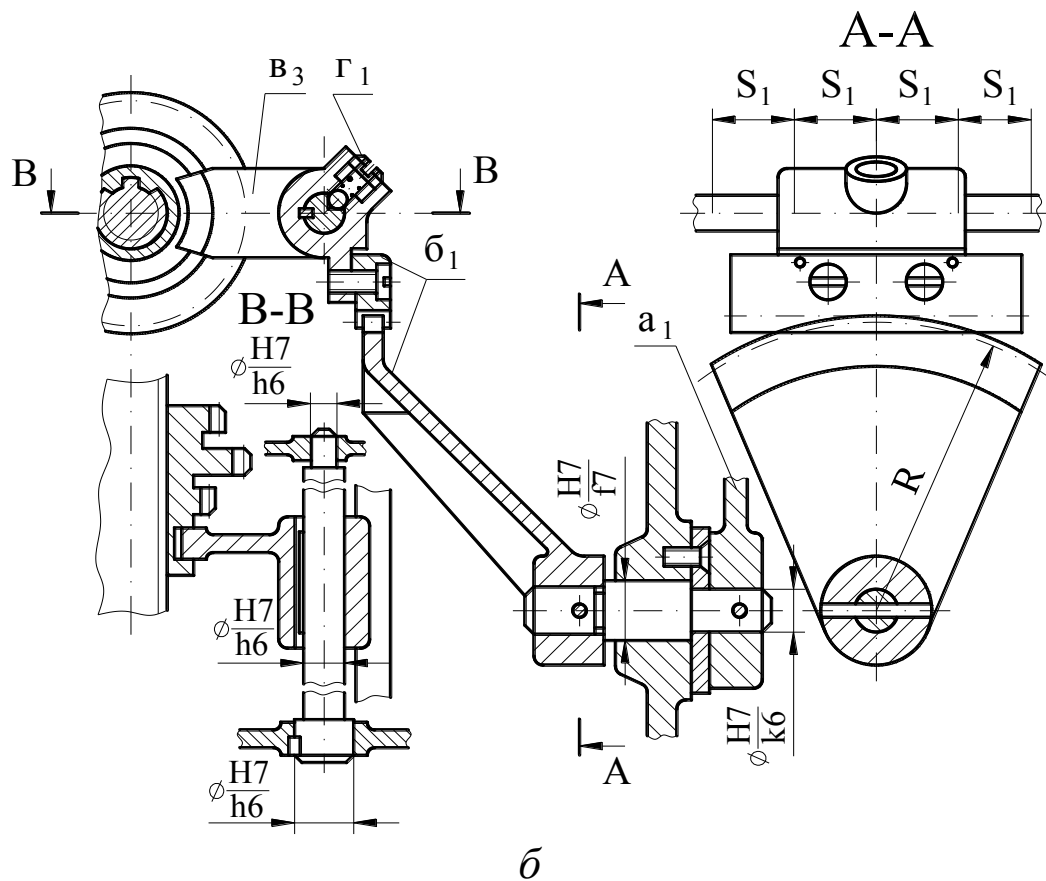
2

№ муфти	Розміри, мм									
	l	h	h_1	R	R_1	R_2	R_3	R_4	b	d
1	70	12	2	10	3	5	7	2	7	5
2	76,5	15	3	11	4	6	8	2,5	9	6
3	80	20	4	12	6	8	10	3	12	8


$$a$$

***a* - механізм ручки керування з важільною передачею**

Рисунок 4 - Механізми керування [2]



б - механізм ручки керування з зубчасто - рейковою передачею;

в - механізм ручки керування, у котрому послідовно встановлена зубчаста передача і важіль (у формі вилки)

Рисунок 4, лист 2 [2]

Приклад розрахунку

Задача. Розрахувати основні параметри двосторонньої фрикційної дискової муфти і механізму керування цієї муфти при таких даних: момент опору веденої частини муфти $T_c = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$; частота обертання ведучої півмуфти $n = 276 \text{ хв}^{-1}$; число вмикань у 1 год $n^* = 40$; діаметр вала під муфтою $d_\phi = 27 \text{ мм}$. Область застосування - металорізальний верстат.

Рішення

Варіант I

1 Згідно з вихідними даними вибираємо муфту фрикційну багатодискову нормального виконання (МН 5656-65) із постійним числом дисків (див. табл. А.1). Ці муфти відрізняються найбільшою компактністю і простотою конструкції. Фрикційні пари працюють із мастилом. Матеріал пар тертя - "металокераміка - загартована сталь" [1].

2 Обчислюємо розрахунковий крутний момент:

$$T_{розр} = T_c \beta = 50 \cdot 1,3 = 65 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де $\beta = 1,3$ - вибираємо за табл. 2 [2].

3 За величиною крутного розрахункового моменту $T_{розр}$, діаметра вала під муфтою d_ϕ з табл. А. 1 вибираємо муфту № 08 із такими основними параметрами [1]:

$$T = 63 \text{ Н} \cdot \text{м}; d_0 = d_\phi = 28 \text{ мм}; D_3 = 100 \text{ мм}; D_{\phi H} = 77 \text{ мм}; Z = 12;$$
$$Z_3 = 6; Z_{\phi H} = 7.$$

Основні розміри муфти приведені в табл. А.1. Відсутніми розмірами елементів муфти треба задатися з конструктивних міркувань.

4 Визначаємо дійсний тиск на поверхнях тертя муфти:

$$p = \frac{2000 T_{розр}}{\pi f Z \delta D_{cp}^2} \leq [p],$$

$$\text{де } D_{cp} = \frac{D_3 + D_{вн}}{2} = \frac{100 + 77}{2} = 88,5 \text{ мм}$$

$$\delta = \frac{D_3 - D_{вн}}{2} = \frac{100 - 77}{2} = 11,5 \text{ мм}.$$

За табл. 1 для матеріалу поверхонь тертя, що працюють із мастилом, при $Z = 12$ і швидкості на середньому діаметрі поверхні тертя

$$V = \frac{\pi D_{cp} n}{60000} = \frac{3,14 \cdot 88,5 \cdot 276}{60000} \cong 1,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

вибираємо орієнтовне значення допустимого тиску $[p] = 0,8 \text{ МПа}$ і коефіцієнт тертя $f = 0,08$.

Тоді

$$p = \frac{2000 \cdot 65}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 12 \cdot 11,5 \cdot 88,5^2} \cong 0,5 \text{ МПа} < [p].$$

0,5 < 0,8 МПа - зносостійкість поверхонь тертя забезпечена.

5 Розраховуємо загальну силу натискання на диски муфти:

$$F_a = \frac{2000 T_{розр}}{f Z D_{cp}} = \frac{2000 \cdot 65}{0,08 \cdot 12 \cdot 88,5} \cong 1530 \text{ Н}.$$

6 Тепловий розрахунок дискової муфти не виконуємо, оскільки вона нормалізована (МН 5656-65).

7 Обчислюємо осьову силу на повідковій втулці механізму стиску дисків:

$$S = nF_{a_1} \frac{(c + f_1(b^* + r))(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha)}{(a - f_1(r + m))(1 - f_1 \operatorname{tg} \alpha)},$$

де $n = 3$ - число замикаючих елементів - важелів;

$$F_{a_1} = F_a/n = 1530/3 = 510 \text{ Н};$$

$f_1 = 0,1$ - приймається з рекомендацій;

$\alpha = 10^\circ$ - вибираємо із рекомендацій.

За табл. 5,в вибираємо і розраховуємо основні розміри важеля стосовно до схеми рис. 3 для муфти № 08:

$$r = d/2 = 5/2 = 2,5 \text{ мм}; c = 15 \text{ мм}; l = 48 \text{ мм};$$

$$a = l \cos \alpha = 48 \cos 10^\circ = 47,3 \text{ мм};$$

$$m = l \sin \alpha = 48 \sin 10^\circ = 8,3 \text{ мм};$$

$$b^* = l_3 + r_2 = 1 + 2 = 3 \text{ мм}.$$

Тоді

$$S = 3 * 510 \frac{(15 + 0,1(3 + 2,5))(\sin 10^\circ + 0,1 \cos 10^\circ)}{(47,3 - 0,1(2,5 + 8,3))(1 - 0,1 \operatorname{tg} 10^\circ)} \cong 142 \text{ Н}.$$

8 Розраховуємо нормальну силу, яку прикладено до робочого профілю важеля з боку повідкової втулки:

$$N = F_{a_1} \frac{c + f_1(b^* + r)}{a - f_1(r + m)} = 510 \frac{15 + 0,1(3 + 2,5)}{47,3 - 0,1(2,5 + 8,3)} \cong 172 \text{ Н}.$$

9 Обчислюємо кратність зменшення сили механізмом стиску дисків:

$$U_{cm} = \frac{F_a}{S} = 1530/142 \cong 10,8.$$

10 За табл. А.1 вибираємо переміщення натискної деталі – повідкової втулки, яке необхідно для вмикання муфти - $X_1 = 10 \text{ мм}$.

11 Відсіля розраховуємо переміщення важеля, що необхідно для вмикання муфти:

$$x = \frac{X_1 c \operatorname{tg} \alpha}{l} = \frac{10 \cdot 15 \cdot \operatorname{tg} 10^\circ}{48} \cong 0,55 \text{ мм.}$$

Тоді зазор між дисками у виключеній муфті дорівнює:

$$\delta = x/Z = 0,55/12 \cong 0,05 \text{ мм.}$$

12 Обчислюємо кратність зменшення осьової сили механізмом ручки керування:

$$U_{\text{рук}} = \frac{S}{F_p} = \frac{142}{50} \cong 2,8 \text{ (рекомендація: } U_{\text{рук}} = 2 \dots 5),$$

де $F_p = 50 \text{ Н}$ - вибирається з рекомендацій.

Для керування муфтою вибираємо механізм із зубчасто-рейковою передачею з фіксатором положення ручки (рис. 4,б). З конструктивних розумінь приймаємо радіус сектора $R=50 \text{ мм}$.

Оскільки $U_{\text{рук}} = \frac{l_p}{R} \eta,$

$$l_p = \frac{U_{\text{рук}} R}{\eta} = \frac{2,8 \cdot 50}{0,94} \cong 149 \text{ мм,}$$

де $\eta = 0,94$.

Приймаємо: $l_p = 150 \text{ мм}$.

13 Розраховуємо кратність зменшення сили механізмом стиску дисків і механізмом керування:

$$U = U_{\text{ст}} U_{\text{рук}} = 10,8 \cdot 2,8 = 30,2.$$

14 Обчислюємо кут повороту ручки механізму керування, необхідний для вмикання муфти:

$$\alpha_p = \frac{X_1}{R} = \frac{10}{50} = 0,2 \text{ рад} \cong 11,5^\circ < [\alpha_p]_{\max}.$$

$$[\alpha_p]_{\max} = \frac{135^\circ}{(i-1)} = \frac{135^\circ}{(3-1)} = 67,5^\circ,$$

де $i = 3$ - число позицій повідкової втулки муфти двосторонньої дії.

Оскільки $\alpha_p < [\alpha_p]_{\max}$ ($11,5^\circ < 67,5^\circ$), розміри механізмів стиску дисків і ручки керування муфти обрані вірно.

Перевірочні розрахунки деталей муфти не виконуються, оскільки обрана муфта нормалізована.

Варіант II

1 Приймаємо рішення вибрати муфту фрикційну багатодискову нормального виконання (Р94-1) із перемінним числом дисків (див. табл. А.2). Можливість варіювання числа дисків істотно зменшує номенклатуру муфт. Муфта призначена для роботи з мастилом. Матеріал поверхонь тертя – «загартована сталь по загартованій сталі».

2 За діаметром вала під муфтою $d_v = 27 \text{ мм}$ (див. табл. А.2) вибираємо муфту № 2 із такими основними параметрами: $D_{вн} = 40 \text{ мм}$; $D_3 = 80 \text{ мм}$; $X_1 = 12 \text{ мм}$, L_2 - розраховується в залежності від числа дисків. Відсутні дані визначаються з конструктивних міркувань.

3 Попередньо визначаємо необхідне число пар поверхонь тертя:

$$Z = \frac{2000 T_{розр}}{\pi f \psi D_{cp}^3 [p] K_z} \leq [Z],$$

де $[p] = 0,8 \text{ МПа}$; $f = 0,08$ - вибираємо з табл. 1;

$$T_{розр} = \beta T_c = 1,3 \cdot 50 = 65 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$\beta = 1,3$ - із табл. 2;

$$D_{cp} = \frac{D_z + D_{вн}}{2} = \frac{80 + 40}{2} = 60 \text{ мм};$$

$$\psi = \frac{e}{D_{cp}} = \frac{20}{60} = \frac{1}{3};$$

$$e = \frac{D_z - D_{вн}}{2} = \frac{80 - 40}{2} = 20 \text{ мм};$$

$K_z = 0,76$ - вибираємо з табл. 4 для числа поверхонь тертя більш 11;

$[Z] = 16$ - для масляних муфт.

$$Z = \frac{2000 \cdot 65}{3,14 \cdot 0,08 \cdot \frac{1}{3} \cdot 60^3 \cdot 0,8 \cdot 0,76} = 11,8.$$

Приймаємо: $Z = 12$.

Число дисків веденої частини муфти

$$Z_{вн} = 0,5Z + 1 = 0,5 \cdot 12 + 1 = 7.$$

Число дисків ведучої частини муфти

$$Z_z = 0,5Z = 0,5 \cdot 12 = 6.$$

4 Визначаємо дійсний тиск на поверхнях тертя:

$$p = \frac{2000 T_{розр}}{\pi f Z b D_{cp}^2} = \frac{2000 \cdot 65}{3,14 \cdot 0,08 \cdot 12 \cdot 20 \cdot 60^2} \cong 0,6 \text{ МПа} < [p].$$

0,6 < 0,8 МПа - умова зносостійкості пар тертя виконується.

5 Розраховуємо загальну силу натискання на диски муфти:

$$F_a = \frac{2000 T_{розр}}{f Z D_{cp}} = \frac{2000 \cdot 65}{0,08 \cdot 12 \cdot 60} = 2257 H .$$

6 Тепловий розрахунок муфти не виконується тому, що вона нормалізована (Р94- 1).

7 Оскільки розміри кулачків у довідковій літературі не приведені, їх визначаємо за допомогою креслення у відповідності зі схемою рис. 3 для забезпечення переміщення натискної деталі - повідкової втулки, обраної з нормальних розмірів для муфти № 2 $X_1 = 12 \text{ мм}$ (див. табл. А. 2).

$$\text{Оскільки } X_1 = \frac{xL}{c \operatorname{tg} \alpha},$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{xL}{cX_1}; \quad \alpha = \operatorname{arctg} \frac{xL}{cX_1}.$$

Вимірюємо з креслення $l = 29 \text{ мм}$; $c = 10 \text{ мм}$ - у положенні, коли диски притиснені до кулачків у відповідності зі схемою на рис. 3.

$x = \delta Z = 0,2 \cdot 12 = 2,4 \text{ мм}$ - переміщення кулачка ($\delta=0,2 \text{ мм}$ - зазор між дисками у розтиснутому стані).

$$\text{Тоді } \alpha = \operatorname{arctg} \frac{2,4 \cdot 29}{10 \cdot 12} \cong 30^\circ .$$

Інші розміри:

$$r = d/2 = 5/2 = 2,5 \text{ мм}; a = l \cos \alpha = 29 \cdot \cos 30^\circ \cong 25 \text{ мм};$$

$$m = l \sin \alpha = 29 \sin 30^\circ = 14,5 \text{ мм}; b^* = 3 \text{ мм}.$$

8 Визначаємо осьову силу на повідковій втулці механізму стиску дисків:

$$S = nF_{a_1} \frac{(c + f_1(b^* + r))(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha)}{(a - f_1(r + m))(1 - f_1 \operatorname{tg} \alpha)} =$$

$$= 3 \frac{2257}{3} \frac{(10 + 0,1(3 + 2,5))}{(25 - 0,1(2,5 + 14,5))} \frac{(\sin 30^\circ + 0,1 \cos 30^\circ)}{(1 - 0,1 \operatorname{tg} 30^\circ)} \cong 637 \text{ Н},$$

де $f_1 = 0,1$ - із рекомендацій.

9 Обчислюємо нормальну силу, прикладену до робочого профілю кулачка з боку повідкової втулки:

$$N = F_{a_1} \frac{c + f_1(b^* + r)}{a - f_1(r + m)} = \frac{2257}{3} \frac{10 + 0,1(3 + 2,5)}{25 - 0,1(2,5 + 14,5)} \cong 341 \text{ Н}.$$

10 Визначаємо кратність зменшення сили механізмом стиску:

$$U_{cm} = \frac{F_a}{S} = \frac{2257}{637} \cong 3,5.$$

11 Вибираємо механізм ручки керування (рис. 4,в), у якому послідовно встановлена зубчаста передача і важіль (у формі вилки). Важіль-вилка несе два камені, що входять у кільцеву канавку повідкової втулки перемикача муфти.

Кратність зменшення осьової сили механізмом ручки керування

$$U_{рук} = \frac{\arcsin(X_1/R)l_p}{X_1} U_1 \eta,$$

де $l_p = 250 \text{ мм}$ - вибираємо з рекомендацій;

$$\eta = 0,94;$$

$R = 50 \text{ мм}$ - із конструктивних розумінь при кресленні муфти;

$$U_1 = \frac{d_2}{d_1} = \frac{120}{30} = 4;$$

$d_1 = 30 \text{ мм}$ - дільний діаметр шестерні, вибирається з

конструктивних міркувань;

$d_2 = 120 \text{ мм}$ - дільний діаметр зубчастого сектора, визначається при кресленні.

$$U_{рук} = \frac{\arcsin(12/50)250}{12} \cdot 4 \cdot 0,94 \cong 19.$$

Тут $\arcsin(12/50) \cong 13,9^0$ підставляється в радіанах, що складає приблизно $0,24 \text{ рад}$.

$$\text{Тоді, якщо } U_{рук} = \frac{S}{F_p}, \quad F_p = \frac{S}{U_{рук}} = \frac{636}{19} \cong 33 \text{ Н} < 50 \text{ Н}.$$

12 Визначаємо кут повороту ручки керування при вмиканні (вимиканні) муфти (див. рис. 4,в):

$$\alpha_p = U_1 \left(\arcsin \frac{X_1}{R} \right) = 4 \arcsin \frac{12}{50} = 55,5^\circ < [\alpha_p]_{\max};$$

$$[\alpha_p]_{\max} = \frac{135^\circ}{(i-1)} = \frac{135^\circ}{(3-1)} = 67,5^\circ.$$

13 Розраховуємо кратність зменшення сили механізмом стиску дисків і механізмом керування:

$$U = U_{ст} U_{рук} = 3,5 \cdot 19 \cong 66,5.$$

Варіант III

1 Приймаємо рішення сконструювати двосторонню фрикційну дискову муфту оригінальної конструкції, оскільки нормалізовані муфти не задовольняють технічному завданню за габаритними розмірами.

Вибираємо матеріал пар тертя "порошкові металеві обкладки - загартована сталь", що працюють із мастилом.

2 Для кращого охолодження дисків бажано використовувати

більші діаметри, проте зі збільшенням діаметра муфти росте її момент інерції. З урахуванням цих висновків, із використанням рекомендацій (див. табл. 3), розраховуємо розміри поверхонь тертя дисків для масляної муфти з монтажем внутрішніх дисків безпосередньо на валі:

- Визначаємо внутрішній діаметр поверхні тертя дисків:

$$D_{вн} = 1,65 d_в = 1,65 \cdot 27 \cong 44,6 \text{ мм},$$

приймаємо: $D_{вн} = 45 \text{ мм}$.

- Приймаємо відношення $D_{вн}/D_з = 0,6$, визначаємо зовнішній діаметр дисків:

$$D_з = D_{вн} / 0,6 = 45 / 0,6 = 75 \text{ мм}.$$

- Визначаємо робочу ширину дисків:

$$в = (D_з - D_{вн}) / 2 = (75 - 45) / 2 = 15 \text{ мм}.$$

- Визначаємо середній діаметр дисків:

$$D_{ср} = (D_з + D_{вн}) / 2 = (75 + 45) / 2 = 60 \text{ мм}.$$

Оскільки $\psi = в/D_{ср} = 15/60 = 0,25$ відповідає рекомендаціям,

розміри пар тертя обрані вдало.

3 Визначаємо розрахунковий крутний момент:

$$T_{розр} = T_c \beta = 50 \cdot 1,3 = 65 \text{ Н},$$

де $\beta = 1,3$ - див. розрахунок вище, табл. 2.

4 Розраховуємо число пар поверхонь тертя:

$$Z = \frac{2000 T_{розр}}{\pi f \psi D_{ср}^3 [p] K_Z} \leq [Z],$$

де $[p] = 1 \text{ МПа}$, $f = 0,05$ - вибираємо з табл. 1 для великого числа поверхонь тертя;

$K_Z = 0,76$ - вибираємо з табл. 4 для числа поверхонь тертя

більш 11;

$[Z] = 16$ - для масляних муфт.

$$Z = \frac{2000 \cdot 65}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,25 \cdot 60^3 \cdot 1 \cdot 0,76} \cong 20 > [Z] = 16.$$

Оскільки розрахункове число поверхонь тертя більше рекомендованого, змінюємо розміри дисків:

$$D_{вн} = 2d_e = 2 \cdot 27 = 54 \text{ мм};$$

$$D_3 = D_{вн} / 0,6 = 54 / 0,6 = 90 \text{ мм};$$

$$D_{cp} = (D_3 + D_{вн}) / 2 = (90 + 54) / 2 = 72 \text{ мм};$$

$$e = (D_3 - D_{вн}) / 2 = (90 - 54) / 2 = 18 \text{ мм};$$

$$\psi = e / D_{cp} = 18 / 72 = 0,25.$$

Тоді

$$Z = \frac{2000 \cdot 65}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 0,25 \cdot 72^3 \cdot 1 \cdot 0,76} \cong 11,7 < 16.$$

Приймаємо $Z = 12$.

Число дисків веденої частини муфти

$$Z_{вн} = 0,5Z + 1 = 0,5 \cdot 12 + 1 = 7, \text{ а ведучої - } Z_3 = 0,5Z = 0,5 \cdot 12 = 6.$$

5 Визначаємо дійсний тиск на поверхнях тертя:

$$p = \frac{2000T_{розр}}{\pi f Z b D_{cp}^2} = \frac{2000 \cdot 65}{3,14 \cdot 0,05 \cdot 12 \cdot 18 \cdot 72^2} \cong 0,74 \text{ МПа} < [p] \text{ - умова}$$

зносостійкості пар тертя виконується.

6 Обчислюємо загальну силу натискання на диски муфти:

$$F_a = \frac{2000T_{розр}}{f Z D_{cp}} = \frac{2000 \cdot 65}{0,05 \cdot 12 \cdot 72} \cong 3009 \text{ Н}.$$

7 Виконуємо тепловий розрахунок двосторонньої фрикційної дискової масляної муфти:

- Визначаємо роботу сил тертя за час одного вмикання:

$$A_{mp} = \frac{Jw_o^2}{2} + \frac{2}{3}T_c w_o \sqrt{\frac{2Jw_o}{k}} + \frac{T_c^2 w_o}{2k},$$

де $J = 20 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ - момент інерції веденої частини приводу, приведений до вала (розраховується після виконання креслення конструкції муфти);

$$w_0 = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 276}{30} \cong 28,9 \text{ с}^{-1} \quad - \quad \text{кутова швидкість веденої}$$

частини муфти;

$$k = \frac{T_{розр}}{t_{вкл}} = \frac{65}{3,5} \cong 18,6 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{с}};$$

$t_{вкл} = 3,5 \text{ с} \cong 0,00097 \text{ год}$ - час одного вмикання (вибирається згідно з досвідом експлуатації фрикційних муфт).

$$A_{mp} = \frac{20 \cdot 28,9^2}{2} + \frac{2}{3} \cdot 50 \cdot 28,9 \sqrt{\frac{2 \cdot 20 \cdot 28,9}{18,6}} + \frac{50^2 \cdot 28,9}{2 \cdot 18,6} \cong 17900 \text{ Дж}.$$

- Розраховуємо щільність теплового потоку:

$$q = 3600 A_{mp} / (t_{вкл} \sum A^*),$$

$$\text{де } \sum A^* = ZA^* = 12 \cdot 0,0018 \cong 0,0216 \text{ м}^2,$$

$$A^* = \frac{\pi}{4} (D_3^2 - D_{вн}^2) = \frac{\pi}{4} (90^2 - 54^2) \cong 1781 \text{ мм}^2 \cong 0,0018 \text{ м}^2.$$

Тоді

$$q = \frac{3600 \cdot 17900}{3,5 \cdot 0,0216} \cong 8,5 \cdot 10^8 \frac{\text{Дж}}{\text{год} \cdot \text{м}^2}.$$

- Обчислюємо надлишкову температуру поверхні дисків:

$$t_{cp} = 2,78 \cdot 10^{-4} \left(\frac{q}{\lambda} \right) \left[(2\alpha t_{вкл} / s) + \frac{s}{m} \right],$$

$$\text{де } \lambda = 46,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}} \text{ (із довідкових даних);}$$

$$\alpha = 0,041 \frac{m^2}{200} \text{ (із довідкових даних);}$$

$s = 1,5 \text{ мм}$ - товщина диска вибирається з розмірів нормалізованих муфт із відповідними параметрами;

$m \cong 3 \text{ кг}$ - розраховується після виконання креслення муфти.

$$t_{cp} = 2,78 \cdot 10^{-4} \left(\frac{8,5 \cdot 10^8}{46,5} \right) \left[\frac{2 \cdot 0,041 \cdot 3,5}{1,5 \cdot 10^{-3}} + \frac{1,5 \cdot 10^{-3}}{3} \right] \cong 273^\circ \text{C}.$$

- Визначаємо температуру на поверхні дисків, що відраховується від 0°C :

$$t_g = t_{cp} + t_m + t_o,$$

де $t_m = 25^\circ \text{C}$ - вибираємо з практичних розумінь;

$$t_o = 20^\circ \text{C}.$$

$$t_g = 273^\circ + 25^\circ + 20^\circ = 318^\circ \text{C} < [t_g],$$

де $[t_g] = 300 \dots 400^\circ \text{C}$ - для сталевих дисків.

8 Призначаємо основні розміри механізму стиску дисків і механізму ручки керування:

- Осьова сила на деталі механізму стиску

$$S = n F_{a_1} \frac{(c + f_1(b^* + r))(\sin \alpha + f_1 \cos \alpha)}{(a - f_1(r + m)) (1 - f_1 \tan \alpha)},$$

де $n = 3$;

$$F_{a_1} = \frac{F_a}{n} = \frac{3009}{3} = 1003 \text{ Н};$$

$f_1 = 0,1$ - приймається з рекомендацій;

$\alpha = 8^\circ$ - із конструктивних міркувань і рекомендацій.

Основні розміри і форму кулачка можна вибирати оригінальними. У нашому випадку скористаємося конструкцією і

розмірами кулачка для нормалізованих муфт (табл. 5, в, див. розрахунок вище):

$$r = \frac{d}{2} = \frac{5}{2} = 2,5 \text{ мм}; \quad c = 15 \text{ мм}; \quad l = 48 \text{ мм};$$

$$\alpha = l \cos \alpha = 48 \cos 8^\circ \approx 47,5 \text{ мм};$$

$$m = l \sin \alpha = 48 \sin 8^\circ \approx 6,7 \text{ мм};$$

$$b^* = l_3 + r_2 = 1 + 2 = 3 \text{ мм}.$$

Тоді

$$S = 3 \cdot 1003 \frac{(15 + 0,1(3 + 2,5))}{(47,5 - 0,1(2,5 + 6,7))} \cdot \frac{(\sin 8^\circ + 0,1 \cos 8^\circ)}{(1 - 0,1 \tan 8^\circ)} \cong 243 \text{ Н}.$$

- Нормальна сила, що прикладена до робочого профілю кулачка з боку механізму стиску дисків,

$$N = F_{a1} \frac{c + f_1(b^* + r)}{\alpha - f_1(r + m)} = 1003 \frac{15 + 0,1(3 + 2,5)}{47,5 - 0,1(2,5 + 6,7)} = 335 \text{ Н}.$$

- Кратність зменшення сили механізмом стиску дисків

$$U_{cm} = \frac{F_a}{S} = \frac{3009}{243} \cong 12,4.$$

- Переміщення важільця (кулачка), необхідне для вмикання муфти

$$x = \delta Z = 0,2 \cdot 12 = 2,4 \text{ мм}.$$

- Переміщення натискної деталі муфти, необхідне для вмикання муфти,

$$X_1 = \frac{x l}{c \tan \alpha} = \frac{2,4 \cdot 48}{15 \cdot \tan 8^\circ} \cong 54,6 \text{ мм}.$$

- Кратність зменшення осьової сили механізмом ручки керування

$$U_{рук} = \frac{S}{F_p} = \frac{243}{50} \cong 4,9, \quad \text{що} \quad \text{задовольняє} \quad \text{рекомендаціям}$$

$$(U_{рук} = 2...5),$$

де $F_p = 50H$ - із рекомендацій.

- Для керування муфтою вибираємо механізм із зубчасто-рейковою передачею з фіксатором положення ручки (див. рис. 4,б).

З конструктивних розумінь радіус сектора $R = 50 \text{ мм}$.

Тоді

$$l_p = \frac{U_{рук} R}{\eta} = \frac{4,9 \cdot 50}{0,94} \cong 261 \text{ мм}.$$

- Кратність зменшення сили механізмом стиску дисків і механізмом керування

$$U = U_{ст} U_{рук} = 12,4 \cdot 4,9 \cong 60,8.$$

- Кут повороту ручки механізму керування, необхідний для вмикання муфти,

$$\alpha_p = \frac{X_1}{R} = \frac{54,6}{50} = 1,092 \text{ рад} = 62,6^\circ;$$

$$[\alpha_p]_{\max} = \frac{135^\circ}{(i-1)} = \frac{135^\circ}{(3-1)} = 67,5^\circ.$$

Оскільки $\alpha_p < [\alpha_p]_{\max}$ ($62,6^\circ < 67,5^\circ$), розміри механізмів стиску дисків і керування муфтою обрані вірно.

9 Проведемо перевірочні розрахунки елементів муфт:

- розрахунок осі кріплення кулачка (див. рис. 5).

Під дією сили натискання на диски від одного кулачка F_{a1} вісь кріплення останнього знаходиться під дією деформації зрізу:

$$\tau_{zp} = \frac{F_{zp}}{A_{zp}} = \frac{4F_{a1}}{\pi d^2} \leq [\tau]_{zp},$$

де d - діаметр осі кріплення кулачка. Вибираємо розміри кулачків нормалізованих муфт (див. табл. 5): $d = 5 \text{ мм}$ (див. вище), матеріал осі - *Сталь40* ($\sigma_T = 321 \text{ МПа}$);

$$[\tau]_{zp} = \frac{0,6 \sigma_T}{S} = \frac{0,6 \cdot 321}{1,5} \cong 128 \text{ МПа}.$$

Тоді

$$\tau_{zp} = \frac{4 \cdot 1003}{3,14 \cdot 5^2} = 51 \text{ МПа} < [\tau]_{zp}.$$

$51 < 128 \text{ МПа}$ - міцність осі в небезпечному перетині забезпечена.

- Розрахунок кулачка на згин.

Відповідно до розрахункової схеми (див. рис. 5) небезпечним є перетин $A-A$ по осі обертання кулачка (ослаблений отвором під віссю обертання):

$$\sigma_{z2} = \frac{M_{\max}}{W_{x(y)}} \leq [\sigma]_{z2},$$

де

$$M_{\max} = Na = 335 \cdot 47,5 = 15912,5 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$W_{x(y)} = \frac{n^2 b}{6} - 0,1 d^3 = \frac{12^2 \cdot 12}{6} - 0,1 \cdot 5^3 = 275,5 \text{ мм}^3;$$

$n = 12 \text{ мм}$, $b = 12 \text{ мм}$ - вимірюємо при виконанні креслення.

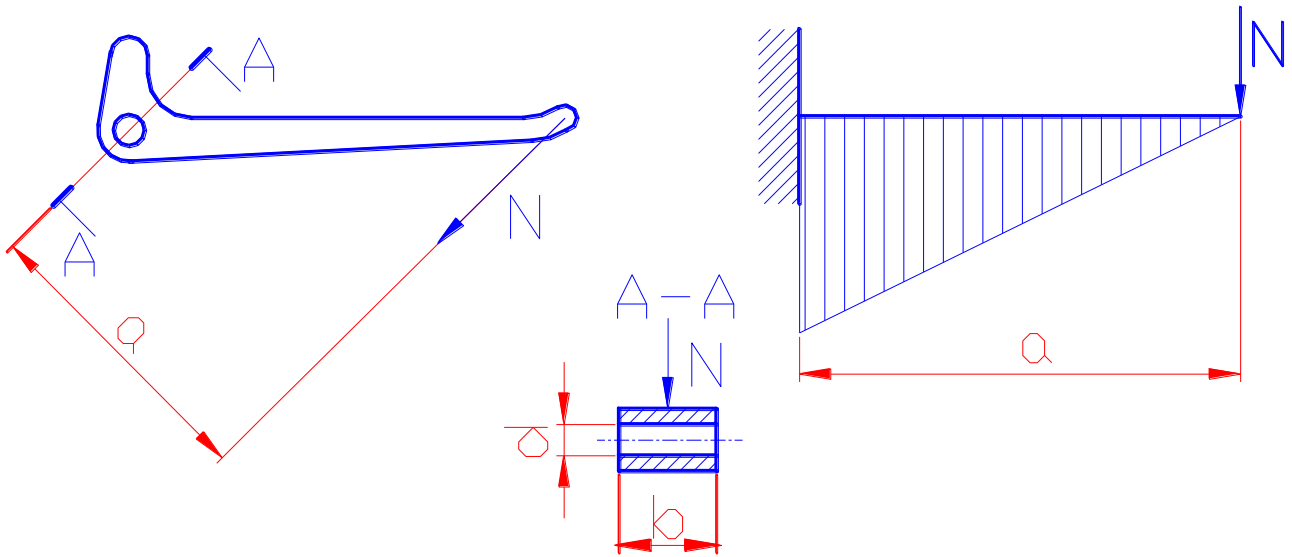


Рисунок 5 - Розрахункова схема кулачка

Матеріал кулачка - Сталь50 ($\sigma_T = 620 \text{ МПа}$):

$$[\sigma]_{32} = \frac{1,2 \sigma_T}{S} = \frac{1,2 \cdot 620}{1,5} = 496 \text{ МПа}.$$

Тоді $\sigma_{32} = \frac{15912,5}{275,5} \cong 58 \text{ МПа} < 496 \text{ МПа}$ - міцність кулачка

в небезпечному перетині забезпечена.

- Визначення розмірів елементів валика 2 (рис. 6). При дії на ручку керування 1 сили $F_p = 50 \text{ Н}$ (див. вище) валик 2 навантажується крутним моментом

$$T = F_p l_p = 50 \cdot 261 = 13050 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

З умови міцності на крутіння

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_\rho} = \frac{16T}{\pi d_\epsilon^3} \leq [\tau]_{кр},$$

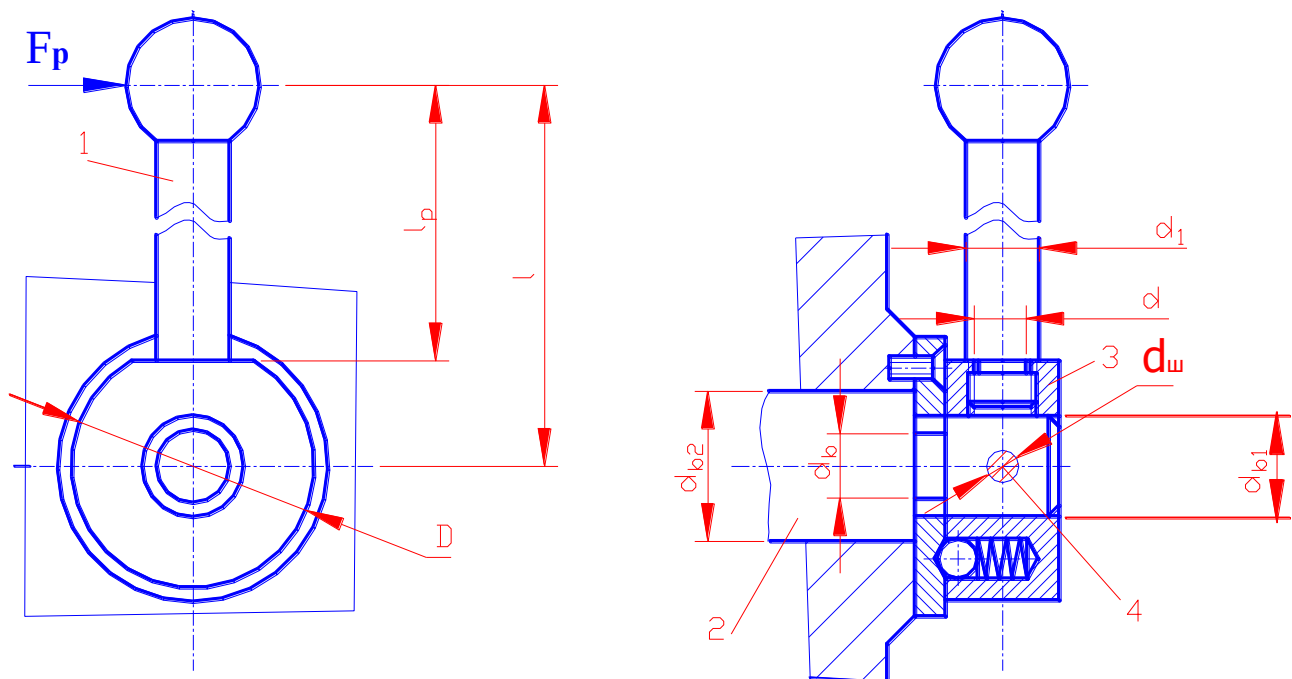
необхідний діаметр d_ϵ мінімального перетину валика

$$d_\epsilon \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 13050}{3,14 \cdot 128}} \cong 8 \text{ мм}.$$

Допустиме напруження при крутінні для матеріалу валика
Сталь40 ($\sigma_T = 321 \text{ МПа}$)

$$[\tau]_{кр} = \frac{0,6 \sigma_T}{S} = \frac{0,6 \cdot 321}{1,5} \cong 128 \text{ МПа}.$$

Приймаємо: $d_6 = 8 \text{ мм}$, а інші діаметри валика
призначаємо з конструктивних міркувань: $d_{61} = 10 \text{ мм}$;
 $d_{62} = 15 \text{ мм}$.



1 - ручка керування; 2 - валик; 3 - маточина; 4 - штифт

Рисунок 6 - Конструктивні розміри механізму керування

- визначення діаметра штифта 4 для з'єднання валика 2 із ручкою керування 1 (див. рис. 6). Штифт 4 знаходиться під дією деформації зрізу, при цьому зріз може відбуватися за двома поверхнями загальною площею

$$A_{зр} = 2 \frac{\pi d_{ш}^2}{4} = \frac{\pi d_{ш}^2}{2}.$$

Сила, що зрізає штифт,

$$F_{ш} = \frac{F_p l_p}{0,5 d_{с1}} = \frac{50 \cdot 261}{0,5 \cdot 10} = 2610 \text{ Н}.$$

З умови міцності

$$\tau_{зр} = \frac{F_{ш}}{A_{зр}} = \frac{2F_{ш}}{\pi d_{ш}^2} \leq [\tau]_{ср}$$

одержимо необхідний діаметр штифта:

$$d_{ш} \geq \sqrt{\frac{2F_{ш}}{\pi [\tau]_{зр}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 2610}{3,14 \cdot 248}} \cong 2,6 \text{ мм},$$

$$\text{де } [\tau]_{зр} = \frac{0,6 \sigma_T}{S} = \frac{0,6 \cdot 620}{1,5} \cong 248 \text{ МПа} - \text{ для матеріалу штифта}$$

Сталь 50 ($\sigma_T = 620 \text{ МПа}$).

Конструктивно приймається $d_{ш} = 4 \text{ мм}$.

5 КОНСТРУКЦІЇ ФРИКЦІЙНИХ ЗАХИСНИХ БАГАТОДИСКОВИХ МУФТ

За конструкцією фрикційні захисні муфти схожі на зчіпні фрикційні муфти.

Але на відміну від останніх диски фрикційних захисних муфт знаходяться в стиснутому стані під дією пружин, які розраховано на передачу визначеного за розміром крутного моменту. Крім того, ці муфти не мають механізму керування.

У табл. Б.1 подана конструкція багатодискової захисної муфти з постійним числом дисків. На маточині півмуфти 1, що сидить на валі, на шпонці розташовується зубчасте колесо (не

показане). Зовнішні диски 2 шліцами з'єднуються з півмуфтою 1, внутрішні диски 3 із приклепаними фрикційними накладками - з валом (не показано). Сила стиску дисків створюється пружиною стиску і регулюється гайкою 4. Муфта працює як із мастилом, так і без мастила. Розміри і параметри фрикційної захисної муфти, а також параметри пружин зазначені в табл. Б. 1 [1].

У табл. Б.2 подана багатодискова муфта з малим зовнішнім діаметром із змінним числом фрикційних дисків у двох модифікаціях.

Зовнішні 2 і внутрішні 3 диски виконуються металевими і з'єднуються шліцами з півмуфтами 1 та 6. У першому варіанті (табл. Б.2,а) сила притиснення дисків створюється пружиною 9 і плавно регулюється гайкою 4. За допомогою трьох направляючих пальців 5, запресованих у кришку 8, яку встановлено в півмуфті 1, забезпечується напрямок торця гайки щодо торця диска. Три винта 7 стопорять гайку 4.

В другому варіанті конструктивного виконання муфти (табл. Б.2,б) сила притиснення дисків створюється декількома пружинами стиску 11, розташованими по колу в гніздах нажимного кільця 10, і гайкою 4, що регулює стиск пружин. Три гвинта 7 служать: для стопоріння гайки 4; для передачі руху від кришки 8 на гайку 4 і натискне кільце; для витягання кільця 10 разом із гайкою 4 і кришкою 8 при демонтажі. Різьбові отвори 12 передбачені для повороту кришки. Розміри і параметри муфти приведені в табл. Б. 2. Розміри дисків тертя визначаються при

виконанні креслення. Розміри і параметри пружин розраховуються в залежності від числа поверхонь тертя і габаритів муфти [1].

У табл. Б. 3 подані дві конструкції муфти фірми "Болец" (Німеччина), спроможні працювати без змазування при високих і частих перевантаженнях завдяки кращому тепловідводу. У муфті конструкції (табл. Б.3,а) диски 4 із приклеєними фрикційними накладками з'єднуються зі маточиною 1 шліцами. Між робочими поверхнями дисків розташовується деталь передачі. Притиснення дисків 4 створюється пакетом тарілчастих пружин 5 і гайкою 2 із стопорним гвинтом. Колесо передачі центрується на зносостійкому кільці 3, сполученому з маточиною шлицями.

Муфта конструкції (табл. Б.3,б) також працює без змазування, але застосовується при середніх і малих частотах обертання і рідких перевантаженнях. У залежності від розташування пари тарілчастих пружин (табл. Б.3,в) муфта передає різні моменти T : $(0,25...1,0)T$; $(0,1...0,5)T$. До переваг муфти варто віднести її компактність, малі габаритні розміри і простоту конструкції. Розміри і параметри муфти подані в табл. Б. 3 [1].

У табл. Б. 4 подані розміри і параметри двох модифікацій багатодискової захисної муфти фірми "Болец" (Німеччина). Робочі поверхні дисків мають металокерамічне покриття і можуть працювати без змазування. Фрикційні диски 2 і 3 рухомо з'єднуються з ведучою і веденою півмуфтами 1 і 6 шліцами.

Притиснення дисків здійснюють пакетом тарілчастих пружин 4 і регулюють гайкою 5 із стопорним гвинтом. На відміну від муфти, показаної на схемі (табл. Б.4,*а*), муфта, подана на схемі (табл. Б.4,*б*), з'єднує два вали. Нижче подані варіанти розташування тарілчастих пружин, що стискають фрикційні диски. *Варіант I* застосовують при високих кутових швидкостях і частих перевантаженнях. Завдяки м'якій характеристиці пружини зношування дисків не викликає суттєвої зміни сили їхнього стиску. *Варіант II* застосовують при середніх кутових швидкостях і рідких перевантаженнях. У цьому випадку зношування дисків сильніше впливає на зміну сили їхнього стиску, тому необхідне періодичне регулювання муфти. *Варіант III* застосовують при малих кутових швидкостях і рідких перевантаженнях. У цьому випадку регулювання муфти обов'язкове [1].

5.1 Розрахунок запобіжних фрикційних дискових муфт

Оскільки за конструкцією запобіжні фрикційні муфти аналогічні зчіпним керованим, розрахунок захисних муфт є окремим випадком розрахунку зчіпних (див. табл. 3) і полягає у визначенні потрібної сили стиску пружин, під дією яких диски знаходяться в стиснутому стані [1; 2].

Відмінності в розрахунках такі:

1 Розміри зовнішнього і внутрішнього діаметрів кілець

контакту дисків розраховуються з рекомендацій:

$$D_3 = (3...5)d_6, \quad D_{6H} = (0,5...0,6)D_{нар}.$$

2 Допустимий тиск на поверхнях тертя і коефіцієнт тертя спокою, унаслідок того, що диски знаходяться в стиснутому стані, мають декілька занижені значення і приведені в табл. 6.

3 Число поверхонь тертя

$$Z = \frac{2000 T_{np}}{\pi f_o \psi D_{cp}^3 [p]},$$

де T_{np} - граничний обертальний момент, що обмежується муфтою, $H \cdot m$;

$$D_{cp} = \frac{D_3 + D_{6H}}{2}.$$

4 Потрібна сила стиску пружин

$$F_{np} = \frac{2000 T_{np}}{D_{cp} Z f_o}.$$

Якщо муфта не нормалізована або має перемінне число дисків, то необхідно розрахувати параметри пружини стиску.

5 Захисні фрикційні муфти не мають механізму керування і тому в методиці розрахунку відсутній пункт *"Призначення основних розмірів механізму стиску дисків і механізму ручки керування"* (див. табл. 3).

6 Основні розміри і параметри деяких конструкцій багатодискових захисних муфт подані в табл. Б.1, Б.2, Б.3, Б.4 [1;2].

Таблиця 6 - Допустимі значення тисків на робочих поверхнях фрикційних захисних муфт і середні значення коефіцієнта тертя покою [1]

Матеріал поверхонь тертя	Дискові муфти		Конусні муфти	
	$[p]$, МПа	f_0	$[p]$, МПа	f_0
1	2	3	4	5
<i>З мастилом</i>				
Загартована сталь по загартованій сталі	0,2...0,4	0,1	—	—
Чавун по чавуну або по загартованій сталі	0,2...0,4	0,15	0,1...0,12	0,15
Бронза по чавуну або сталі	—	—	0,2...0,4	0,05
Фрикційна металокераміка по сталі	0,5	0,3	—	—
Ретинакс ФК-24А и ФК-16Л по сталі	—	0,2...0,25	—	—
<i>Без мастила</i>				
Чавун по загартованій сталі	—	—	0,3...0,4	0,2
Пресований асбест, ферадо по сталі або чавуну	0,1...0,2	0,3	0,1...0,2	0,3
Текстоліт по сталі або чавуну	—	—	0,2...0,4	0,2
Фрикційна металокераміка по сталі	0,5...0,7	0,3...0,4	—	—
Ретинакс ФК-24А та ФК-16Л по сталі	—	0,3...0,35	—	—

Приклад розрахунку

Задача. Підібрати і розрахувати захисну дискову муфту за такими даними: граничний крутний момент, що передає муфта, $T_{np} = 60 \text{ Н} \cdot \text{м}$; діаметр вала під муфтою $d_g = 30 \text{ мм}$; частота обертання вала під муфтою $n = 250 \text{ хв}^{-1}$. Область застосування - металорізальний верстат.

Рішення

Варіант I

1 Відповідно до вихідних даних ($T_{np} = 60 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $d_g = 30 \text{ мм}$) вибираємо багатодискову захисну муфту з постійним числом поверхонь тертя (див. табл. Б. 1) із такими параметрами: $T_{np} = 60 \text{ Н} \cdot \text{м}$; найбільший діаметр муфти $d_4 = 100 \text{ мм}$; довжина муфти $L = 125 \text{ мм}$, число поверхонь тертя $Z=8$, розміри пружини $d \times D \times H = 6 \times 60 \times 80$.

2 Всі інші розміри муфти визначаємо з конструктивних міркувань при виконанні креслення відповідно з габаритними розмірами d_4, L .

3 Перевірочні розрахунки виконуємо тільки при необхідності, оскільки всі параметри і розміри муфти розраховані з запасом.

Варіант II

1 Вибираємо захисну багатодискову муфту з малим зовнішнім діаметром із перемінним числом поверхонь тертя (див. табл. Б. 2, а).

Відповідно до вихідних даних ($T_{np} = 60 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $d_e = 30 \text{ мм}$) муфта найближчого більшого типорозміру має такі основні параметри: $T = 80 \text{ Н} \cdot \text{м}$; найбільший діаметр муфти $D = 100 \text{ мм}$; довжина муфти $L = 110 \text{ мм}$; сумарний маховий момент деталей муфти $GD^2 = 0,2 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$.

2 Розміри поверхонь тертя дисків визначаємо при виконанні креслення, виходячи з габаритного розміру $D = 100 \text{ мм}$, а також з урахуванням рекомендацій:

$$D_3 = 3d_e = 3 \cdot 30 = 90 \text{ мм};$$

$$D_{вн} = 0,55D_3 = 0,55 \cdot 90 \cong 50 \text{ мм};$$

$$D_{cp} = \frac{D_3 + D_{вн}}{2} = \frac{90 + 50}{2} = 70 \text{ мм};$$

$$e = \frac{D_3 - D_{вн}}{2} = \frac{90 - 50}{2} = 20 \text{ мм};$$

$$\psi = \frac{e}{D_{cp}} = \frac{20}{70} \cong 0,29.$$

3 Матеріал пар тертя – «загартована сталь по загартованій сталі».

Муфта працює зі змащуванням. За табл. 6 вибираємо $[p] = 0,2 \text{ МПа}$; $f_0 = 0,1$.

4 Визначаємо число поверхонь тертя:

$$Z = \frac{2000T_{np}}{\pi f_0 \psi D_{cp}^3 [p]} = \frac{2000 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,29 \cdot 70^3 \cdot 0,2} \cong 19,2.$$

Приймаємо $Z = 20$ (більше ціле парне число).

Число дисків веденої частини муфти

$$Z_{вн} = 0,5Z + 1 = 0,5 \cdot 20 + 1 = 11, \text{ а ведучої - } Z_3 = 0,5Z = 0,5 \cdot 20 = 10.$$

5 Розраховуємо силу стиску пружини:

$$F_{np} = \frac{2000T_{np}}{f_o Z D_{cp}} = \frac{2000 \cdot 60}{0,1 \cdot 20 \cdot 70} \cong 857H.$$

6 Розрахунок гвинтової циліндричної пружини стиску проводимо відповідно до методики визначення розмірів пружин (ГОСТ 13765-86).

Вихідні дані: сила пружини при робочій деформації $F_2 = F_{np} = 857 H$; робочий хід пружини $h = 30 \text{ мм}$ (із запасом для забезпечення необхідного числа витків пружини); із конструктивних розумінь приймаємо зовнішній діаметр пружини $D_1 = 75 \text{ мм}$; орієнтовна витривалість пружини (число циклів до руйнування) $N = 10^7$; найбільша швидкість переміщення рухомого кінця пружини при спрацьовуванні муфти $F_{max} = 5 \text{ м/с}$.

Переконаємося, що згідно з ГОСТ 13764-68 при заданій витривалості пружину варто віднести до I класу. Знаходимо граничні значення сили стиску пружини при максимальній деформації в інтервалі значень щодо інерційного зазора пружини стиску I класу $\delta = 0,05 \dots 0,25$:

$$F_3 = \frac{F_2}{(1-0,05)} \dots \frac{F_2}{(1-0,25)} = \frac{857}{(1-0,05)} \dots \frac{857}{(1-0,25)} \cong 902 \dots 1143H.$$

Виходячи з конструктивних розмірів муфти і пружини, значення сили F_3 і прагнення забезпечити найбільшу критичну швидкість, вибираємо пружину стиску I класу розряду 3 (ГОСТ 13768-86) з основними параметрами: номер пружини № 117; діаметр дроту $d = 7 \text{ мм}$; зовнішній діаметр пружини

$D_1 = 75 \text{ мм}$; жорсткість одного витка $C_1 = 76,36 \text{ Н/мм}$;
максимальна деформація одного витка пружини $S_3' = 12,44 \text{ мм}$;
 $F_3 = 950 \text{ Н}$.

- Розраховуємо силу стиску пружини при попередній деформації:

$$F_1 = 0,4F_2 = 0,4 \cdot 857 \cong 343 \text{ Н}.$$

- Визначаємо жорсткість пружини:

$$C = \frac{F_2 - F_1}{h} = \frac{857 - 343}{30} = 17,13 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

- Число робочих витків пружини визначаємо за формулою

$$n = \frac{C_1}{C} = \frac{76,36}{17,13} \cong 4,5.$$

Уточнена жорсткість має величину:

$$C = \frac{C_1}{n} = \frac{76,36}{4,5} \cong 17 \frac{\text{Н}}{\text{м}}.$$

- За умови, що півтора витка неробочі, повне число витків знаходимо за формулою

$$n_1 = n + n_2 = 4,5 + 1,5 = 6.$$

- Визначаємо середній діаметр пружини:

$$D = D_1 - d = 75 - 7 = 68 \text{ мм}.$$

- Деформації, довжину і крок пружини обчислюємо за формулами:

➤ попередня деформація пружини-

$$S_1 = \frac{F_1}{C} = \frac{343}{17} \cong 20,2 \text{ мм};$$

➤ робоча деформація пружини-

$$S_2 = \frac{F_2}{C} = \frac{857}{17} \cong 50,4 \text{ мм};$$

➤ максимальна деформація пружини-

$$S_3 = \frac{F_3}{C} = \frac{950}{17} \cong 55,9 \text{ мм};$$

➤ довжина пружини при максимальній деформації-

$$l_3 = (n_1 + 1 - n_3) d = (6 + 1 - 1,5) 7 = 38,5 \text{ мм};$$

➤ довжина пружини у вільному стані-

$$l_0 = l_3 + S_3 = 38,5 + 55,9 = 94,4 \text{ мм};$$

➤ довжина пружини при попередній деформації-

$$l_1 = l_0 - S_1 = 94,4 - 20,2 = 74,2 \text{ мм};$$

➤ довжина пружини при робочій деформації-

$$l_2 = l_0 - S_2 = 94,4 - 50,4 = 44 \text{ мм};$$

➤ крок пружини у вільному стані-

$$t = S'_3 + d = 12,44 + 7 = 19,44 \text{ мм}.$$

На цьому визначення розмірів пружини і габаритів вузла закінчується.

Перевірочних розрахунків звичайно не потрібно, тому що сортамент пружин розрахований на максимально допустимі напруження.

Варіант III

1 Вибираємо багатодискову фрикційну захисну муфту фірми "Болец" із перемінним числом поверхонь тертя (див. табл. Б. 4,а).

Згідно з вихідними даними ($T_{np} = 60 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $d_e = 30 \text{ мм}$) обрана муфта має такі основні розміри і параметри: $T = 63 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

найбільший діаметр муфти $A = 100 \text{ мм}$; довжина муфти $(K + G) = 55 + 8 = 63 \text{ мм}$.

2 Розміри поверхонь тертя дисків визначаємо при виконанні креслення, виходячи з габаритного розміру $A = 100 \text{ мм}$ з урахуванням рекомендацій:

$$D_3 = 3d_g = 3 \cdot 30 = 90 \text{ мм};$$

$$D_{вн} = 0,55D_3 = 0,55 \cdot 90 \cong 50 \text{ мм};$$

$$D_{cp} = \frac{D_3 + D_{вн}}{2} = \frac{90 + 50}{2} = 70 \text{ мм};$$

$$e = \frac{D_3 - D_{вн}}{2} = \frac{90 - 50}{2} = 20 \text{ мм};$$

$$\psi = \frac{e}{D_{cp}} = \frac{20}{70} \cong 0,29.$$

3 Робочі поверхні дисків мають металокерамічне покриття і працюють із змазкою. За табл. 6 вибираємо $[p] = 0,5 \text{ МПа}$; $f_o = 0,3$.

4 Визначаємо число поверхонь тертя:

$$Z = \frac{2000T_{np}}{\pi f_o \psi D_{cp}^3 [p]} = \frac{2000 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,3 \cdot 0,29 \cdot 70^3 \cdot 0,5} \cong 2,6.$$

Приймаємо $Z = 4$ (ціле парне число).

Число дисків веденої частини муфти

$$Z_{вн} = 0,5Z + 1 = 0,5 \cdot 4 + 1 = 3, \text{ а ведучої - } Z_3 = 0,5Z = 0,5 \cdot 4 = 2.$$

5 Обчислюємо силу стиску пружини:

$$F_{np} = \frac{2000T_{np}}{f_o Z D_{cp}} = \frac{2000 \cdot 60}{0,3 \cdot 4 \cdot 70} \cong 1429 \text{ Н}.$$

6 Розрахунок пакета тарілчастих пружин проводимо

відповідно до методики визначення параметрів тарілчастих пружин (ГОСТ 3057 -90).

Вихідними даними для визначення розмірів пружин є сили пружини: при попередній деформації $F_1 = 572 \text{ Н}$; при робочій деформації $F_2 = 1429 \text{ Н}$; робочий хід пакета $h = S_{n1} - S_{n2} = 13 - 12 = 1 \text{ мм}$; режим навантаження - циклічний, витривалість у циклах $N_F = 10^4$. Габаритні розміри вузла обмежуються найбільшим діаметром муфти $A = 100 \text{ мм}$.

Пружину відносимо до II класу відповідно за видом навантаження і числом циклів навантаження N_F .

За умови максимально допустимої робочої деформації $S_2 = 0,8 S_3$ визначаємо силу, що відповідає максимальній деформації:

$$F_3 = \frac{F_2}{0,8} = \frac{1429}{0,8} \cong 1786 \text{ Н}.$$

За ГОСТ 3057-90 знаходимо силу, близьку до знайденого значення F_3 і вибираємо розміри геометричних параметрів, які найбільше задовольняють заданим умовам.

Найбільш близькими за силою F_3 є пружини № 054...056: $F_3 = 1800 \text{ Н}$. Проте внутрішній діаметр цих пружин $D_2 = 16 \text{ мм}$ не задовольняє конструктивним розмірам муфти (оскільки тільки діаметр вала під муфтою $d_e = 30 \text{ мм}$). Тому вибираємо пружину за D_2 із такими параметрами і розмірами: № 099; $F_3 = 7100 \text{ Н}$; зовнішній діаметр пружини $D_1 = 80 \text{ мм}$; внутрішній діаметр пружини $D_2 = 40 \text{ мм}$; товщина пружини $t = 2,2 \text{ мм}$; максимальна

деформація пружини $S_3 = 3 \text{ мм}$; висота пружини $l_0 = 5,2$; $S_3/t = 1,4$.

З конструктивних міркувань приймаємо число пружин у пакеті $n=3$.

Тоді, обираючи послідовну схему складання пакета пружин, маємо:

$$F_{n_3} = F_3 = 1786H;$$

$$S_{n_3} = nS_3 = 3 \cdot 3 = 9 \text{ мм};$$

$$L_0 = l_0 n = 5,2 \cdot 3 = 15,6 \text{ мм};$$

$$L_1 = L_0 - S_{n_1} = 15,6 - 13 = 2,6 \text{ мм};$$

$$L_2 = L_0 - S_{n_2} = 15,6 - 12 = 3,6 \text{ мм};$$

$$L_3 = tn = 2,2 \cdot 3 = 6,6 \text{ мм}.$$

Перевірочних розрахунків не потрібно, тому що сортамент пружин розрахований відповідно до максимально допустимих напружень.

6 ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО КУЛАЧКОВІ МУФТИ

Зчіпні кулачкові муфти застосовуються в основному для періодичного з'єднання з валом деталей, що вільно на ньому обертаються. Така конструктивна схема обумовлена підвищеною чутливістю кулачкових муфт до похибок відносного розташування зубчастих коліс, що з ними сполучаються. Для безпосереднього з'єднання валів муфти застосовуються значно рідше, тому що в цьому випадку підшипники валів повинні бути розміщені в одному корпусі.

Переваги зчіпних кулачкових муфт: невеличкі габарити, надійність, відсутність прослизання деталей, що сполучаються між собою.

Хиби: неможливість вмикання при великих відносних частотах обертання деталей, що з'єднуються ($n_{\text{від}} = 100 \dots 150 \text{ хв}^{-1}$; $v_{\text{від}} = 0,7 \dots 0,8 \text{ м/с}$), удари при вмиканні в русі, обмежена можливість вмикання при відсутності відносного переміщення півмуфт.

Типова конструкція зчіпної кулачкової муфти двосторонньої дії приведена на рис. 7. Середня деталь із кулачками на торцях пов'язана з валом шлицевим з'єднанням. Розташовані зліва і справа від неї шестерні теж із кулачками на торцях вільно обертаються щодо вала на підшипниках ковзання. При переміщенні середньої деталі вліво через кулачки зв'язується з валом ліва шестерня, при переміщенні вправо - права. Конструкція механізму керування муфтою приведена на рис. 8. Середня деталь переміщується за допомогою сухаря, що входить у кільцеву проточку на цій деталі і рухомо кріпиться на кінці повідця. Останній рухається разом із валом ручки. Хитна каретка з зубом обмежує кутовий поворот ручки, а отже, і розмір осьового переміщення середньої деталі муфти і фіксує три основних положення середньої деталі: залучена ліва шестерня, не залучена жодна із шестерен, залучена права шестерня.

На рис. 9 приведений інший варіант конструкції кулачкової муфти двосторонньої дії, а на рис. 10 - механізм керування до неї.

Фіксація як нейтрального, так і включеного стана бажана для недопущення випадкового вмикання або самовиключення муфти.

У кулачкових муфтах застосовують такі основні профілі кулачків (рис. 11):

1 Трикутний профіль (рис.11,а). Кут профілю $\alpha = 30...40^{\circ}$, число кулачків 15...61. Муфти з кулачками трикутного профілю застосовуються переважно для передачі невеличких крутних моментів. Вмикання на ходу неприпустиме, тому що в цьому випадку відбувається швидке зім'яття вершин зубів. При будь-якому відносному положенні півмуфт із трикутними кулачками вони можуть бути введені в зачеплення осьовим переміщенням. Муфти з трикутними кулачками дуже схильні до самовиключення, тому півмуфти або повинні фіксуватися у включеному стані, або притискатися значною зовнішньою осьовою силою.

2 Трапецеїдальний профіль (рис. 11,б). Кут профілю $\alpha = 3...10^{\circ}$, число кулачків 3...15. Муфти з кулачками трапецеїдального профілю застосовуються в машинах реверсивної дії. Трапецеїдальні кулачки забезпечують беззасторожне зчеплення півмуфт, незначну схильність до самовиключення, вони порівняно стійкі проти зім'яття при вмиканні під навантаженням.

3 Прямокутний профіль (рис.11,в). Не забезпечує беззасторожного зчеплення, тому застосовується рідко. Його єдина

перевага - можливість нарізування кулачків найбільш розповсюдженими циліндричними дисковими фрезами.

3 Несиметричні профілі (рис. 11, *г, д*). Застосовуються в нереверсивних машинах. Зменшення кута профілю з боку контакту знижує можливість самовиключення, а підтримка достатньо великого загального кута вклинювання кулачка дозволяє зберегти значну вірогідність вмикання муфти.

Форми кулачків в осьовому перетині півмуфти наведені на рис.11, *ж, з, к*. Трикутний кулачок повинний мати висоту h , що зменшується до осі муфти (див. рис. 11, *з*). Прямокутні, трапецеїдальні кулачки частіше усього мають однакову висоту h . При непарній кількості кулачків такий профіль дозволяє нарізати півмуфти односторонніми дисковими фрезами (рис.12).

Скоси на торцях трапецеїдальних і прямокутних кулачків (рис.11, *е*) виконують для полегшення вмикання муфти. Робочі поверхні кулачків звичайно виконують плоскими, проте відомі випадки, коли в муфтах, що включаються під навантаженням і на ходу, робочі поверхні кулачків окреслювалися гвинтовою лінією.

Найбільше поширення одержали зчіпні кулачкові муфти з трапецеїдальними кулачками. Конструктивні розміри кулачкових вінців таких муфт за нормаллю верстатобудування приведені в табл. 7 (позначення див. на рис. 7).

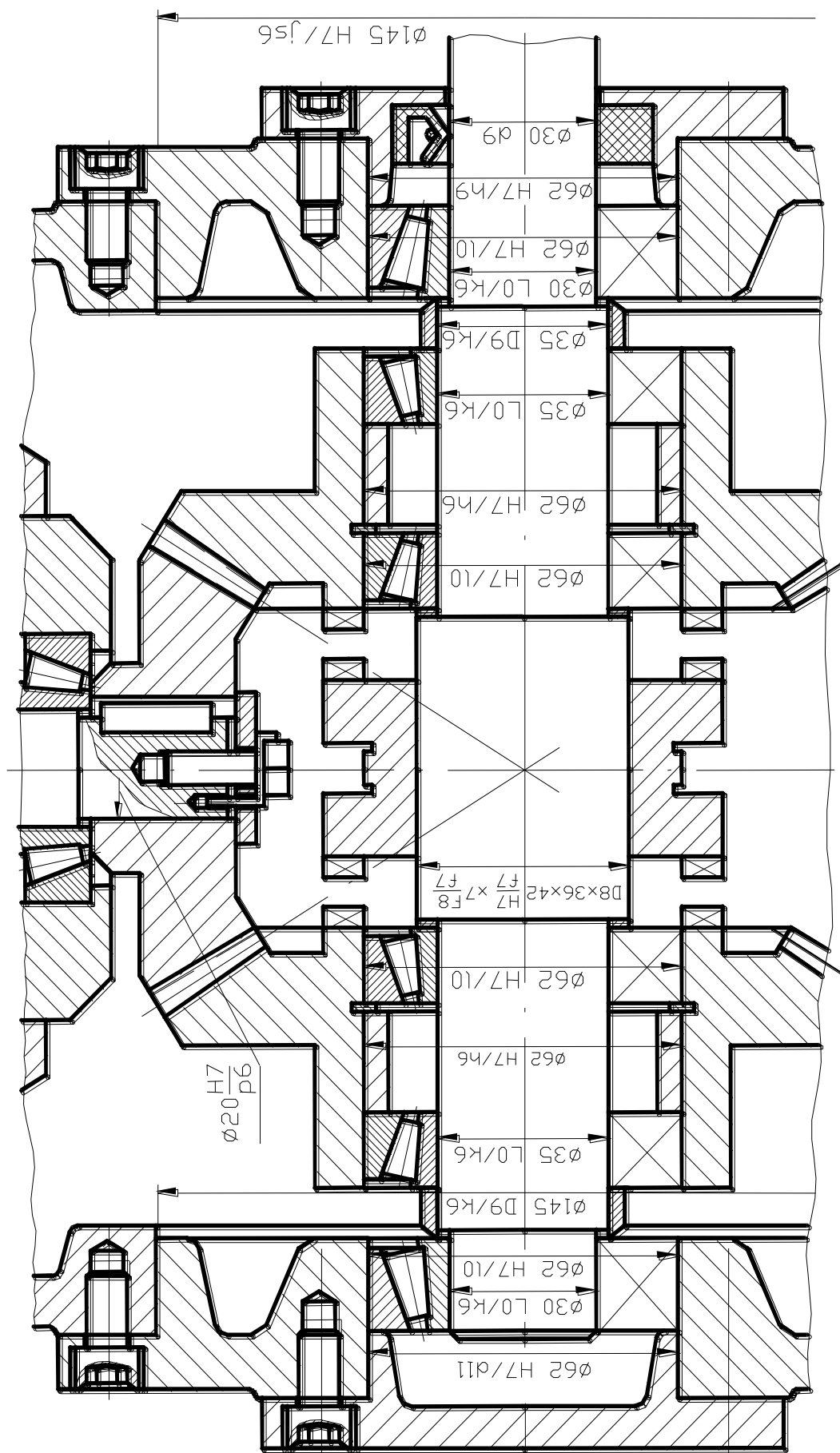


Рисунок 9 - Конструкція зчипної кулачкової муфти двосторонньої дії (другий варіант)

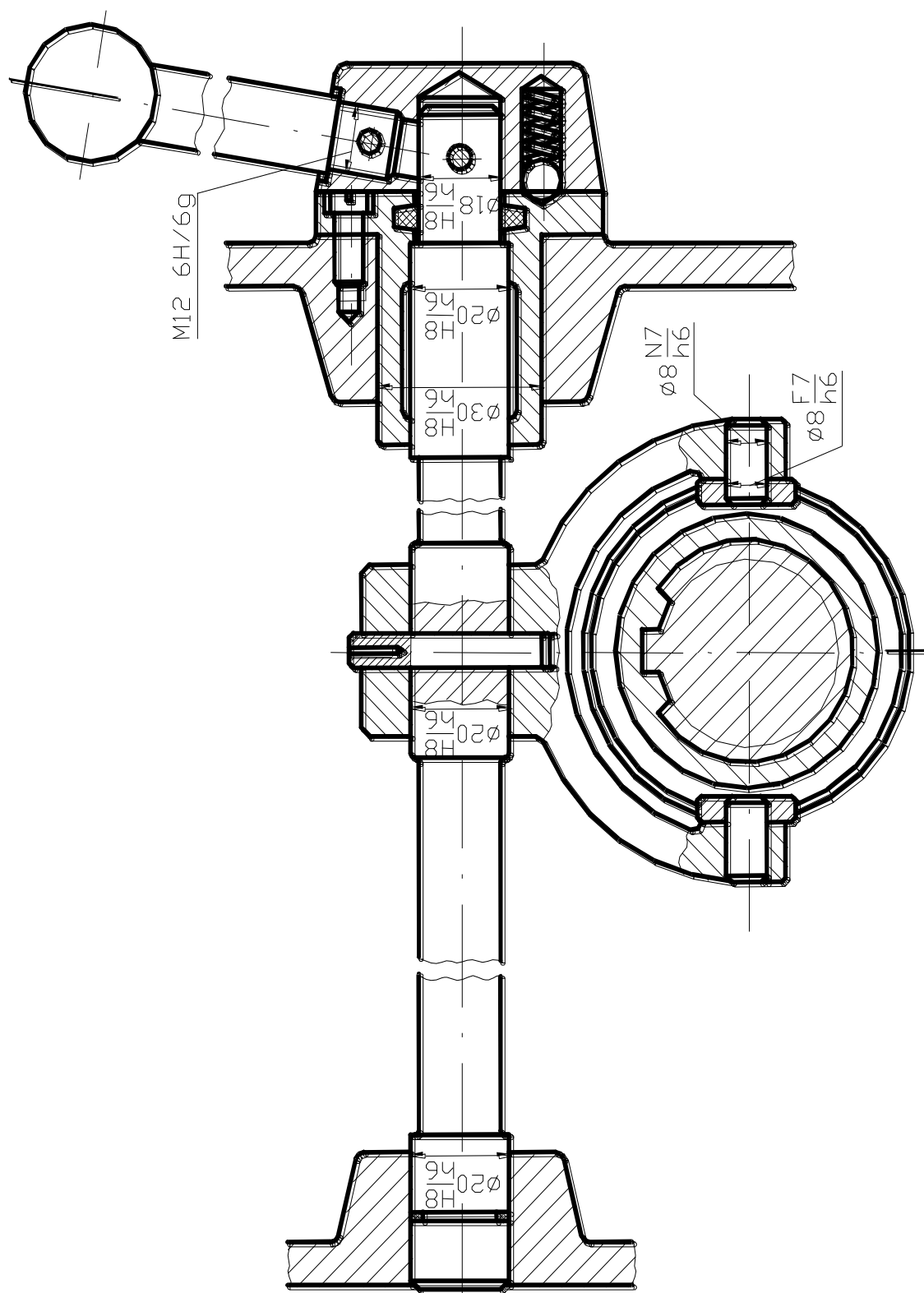


Рисунок 10 - Важільний механізм керування муфтою (другий варіант). Вал двостороннього важеля закріплено у двох протилежних стінках корпусу

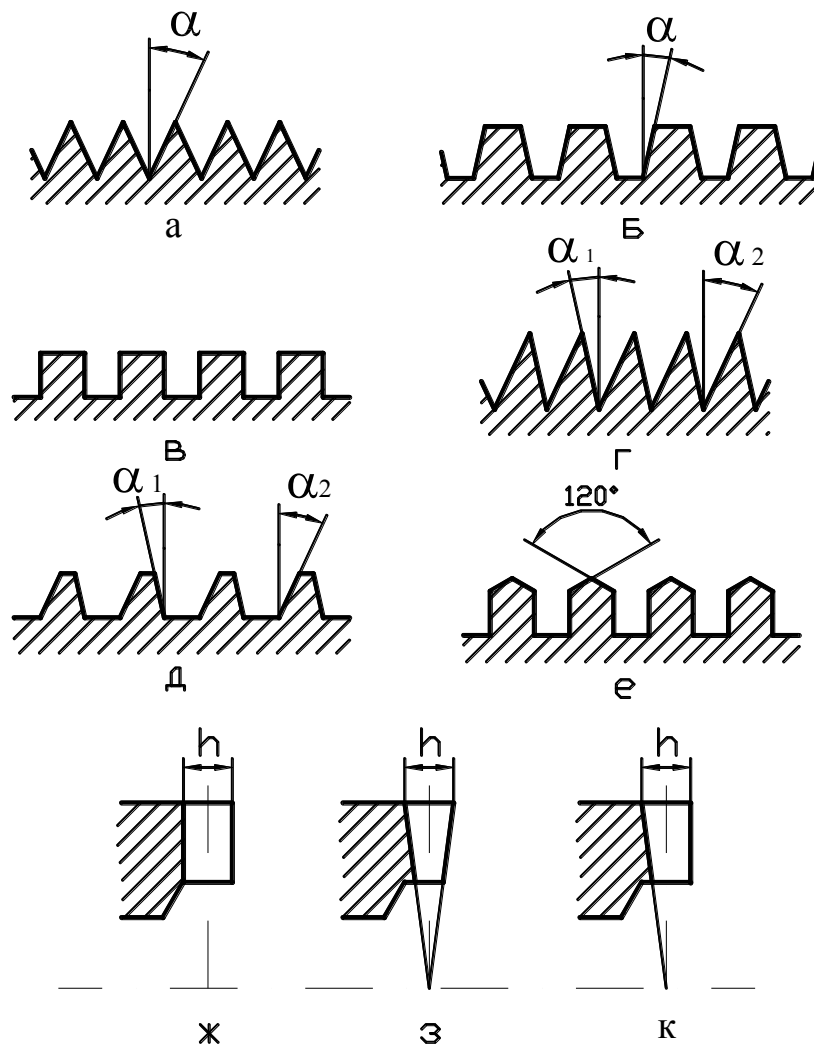


Рисунок 11 - Профілі кулачків

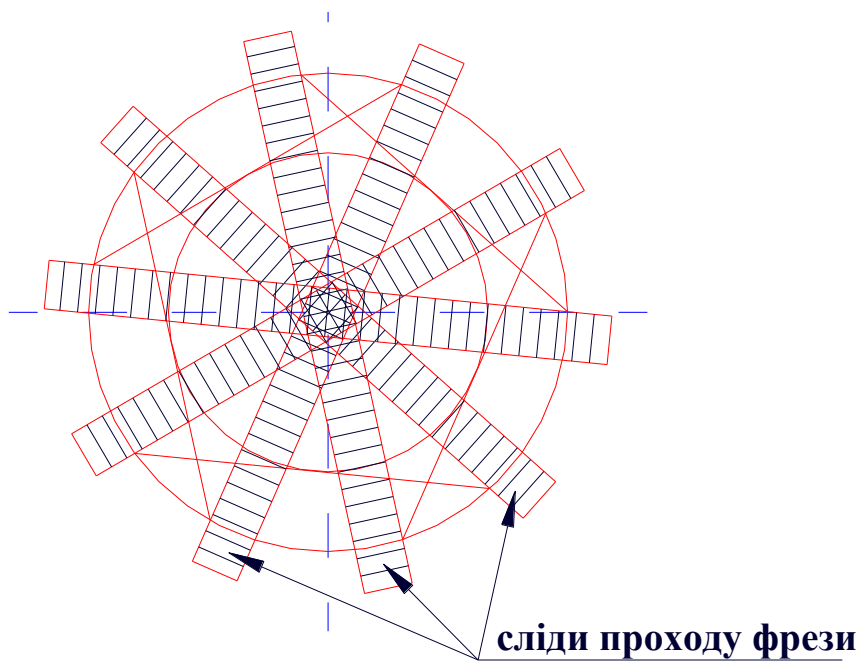


Рисунок 12 - Сліди односторонньої дискової фрези при нарізуванні кулачків

Таблиця 7 - Конструктивні розміри кулачкових вінців кулачкових муфт

Засоби вмикання і вимикання муфти	Число кулачків Z	Зовнішній діаметр d _з , мм	Радіальна ширина кулачка (d _з - d _{вн})/2, мм	Висота кулачка h, мм	Висота кулачко- вого вінця h', мм
Ручний	7	35	6	4	5
		40	7		
		45			
		50	8		
	9	55			
		60	10		
		70			
Автоматичний (зуб нормальний)	5	40	5...8	4	5
		45	5...10		
		50			
		55			
	7	60		6	7
		70			
		80			
		90			
Ручний і автоматичний при роботі з невеликими швидкостями (зуб невеличкий)	7	40	5...8	4	5
		45	5...10		
		50			
		55			
	9	60		6	7
		70			
		80			
		90			

Примітки:

1 Кут робочого профілю в усіх випадках

$$\alpha = 3...8^\circ (10^\circ).$$

2 Центральні кути западини β і кулачка γ розраховуються за формулою

$$\beta = \gamma = \frac{360^\circ}{2z}$$

і виконуються з жорстким допуском: $\beta_{+20'}^{+40'}$, $\gamma_{-20'}^{-40'}$.

3 Довжина маточини в рухомій півмуфті

$$\ell = (1 \dots 2)d.$$

Для кулачкових півмуфт рекомендуються наступні матеріали: Сталь 20Х; 20ХН; 12ХНЗ; 20ХНЗ і інші з цементацією робочих поверхонь кулачків і загартуванням до твердості 54...60 HRC_e.

7 РОЗРАХУНКИ КУЛАЧКОВИХ МУФТ

Причиною виходу з ладу кулачкової муфти може стати знос (зім'яття) робочих граней кулачків або їхня руйнація. Відповідно до цього виконуються такі розрахунки.

7.1 Перевірочний розрахунок на відсутність зім'яття робочих поверхонь

Розрахункова формула -

$$\sigma_{зм} = \frac{2000TK_F}{d_{cp} 0,75zbh} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (26)$$

де T - переданий муфтою номінальний крутний момент, $H \cdot m$,

$$T = 9,55 \cdot 10^3 \frac{P}{n};$$

P - передана потужність, кВт;

n - частота обертання деталі, що підключається, хв^{-1} ;

K_F - коефіцієнт запасу, що враховує можливі допустимі коливання номінального моменту, вибір коефіцієнта в якійсь мірі довільний, найбільш поширені значення $K_F = 1,3 \dots 2$ (бажано узгодити цей коефіцієнт із кратністю перевантаження механізму, що допускається захисними устроями, або з кратністю максимального моменту двигуна);

d_{cp} - середній діаметр кулачків, мм,

$$d_{cp} = \frac{d_3 - d_{вн}}{2};$$

Z - кількість кулачків;

0,75 - коефіцієнт нерівномірності навантаження кулачків;

b - радіальна ширина кулачка, мм,

$$b = \frac{(d_3 - d_{вн})}{2};$$

h - висота кулачка, мм, яка обмірювана паралельно осі муфти (при кулачках перемінної висоти - середня);

$\sigma_{3м}, [\sigma]_{3м}$ - дійсні і допустимі напруження на робочій грані кулачка, МПа.

Для рекомендованих вище матеріалів одержали поширення такі практичні норми:

- муфта не включається на ходу - $[\sigma]_{3м} = (180 \dots 220)$ МПа;

- муфта включається на ходу або не передбачене блокування від такого вмикання - $[\sigma]_{зм} = (30...40) \text{ МПа}$.

Рекомендується верхні значення приймати для муфт із малим числом кулачків ($z = 3...5$), нижні - із великим ($z = 7...9$ і більше).

7.2 Перевірочний розрахунок на згинальну міцність кулачка

Розрахункова формула –

$$\sigma_{зг} = \frac{2000TK_F h \cdot 6}{d_{cp} 0,75zbs^2} \leq [\sigma]_{зг}, \quad (27)$$

де S - хордальна ширина кулачка, мм, на колі середнього діаметра і середня по висоті кулачка, може бути орієнтовно розрахована за формулою

$$S = \frac{\pi d_{cp}}{2z};$$

$\sigma_{зг}$, $[\sigma]_{зг}$ - дійсні і допустимі напруження згину, МПа,

$[\sigma]_{зг}$ - рекомендується розраховувати за формулою

$$[\sigma]_{зг} = \frac{\sigma_T}{S},$$

де σ_T - границя текучості матеріалу,

S - коефіцієнт запасу: для муфт, що включаються на ходу - $S = 5...6$; для муфт, що включаються після зупинки - $S = 1,5$.

Математичні залежності цього розрахунку декілька умовні.

Основна розрахункова формула отримана в припущенні, що на кулачки діє тільки номінальне навантаження (без урахування динамічної складової при вмиканні на ходу), при цьому прикладена вона до вершини кулачка; максимальні напруження передбачаються в основі кулачка, а робочий перетин приймається меншим на середній висоті кулачка; фактичний робочий перетин (сектор кільця) замінюється прямокутником із розміром найбільшої сторони, рівним хорді сектора або довжині середньої дуги. Тому і розрахунок допустимих напружень варто вважати умовним, а значення коефіцієнта запасу замінити практичними коефіцієнтами.

Крім недостатньої міцності кулачків муфта може тимчасово вийти з ладу внаслідок самовиключення.

Основна сила F_a , що виштовхує кулачки із зачеплення, обумовлена нахилом робочих граней у кулачків гострокутної форми. Вона тим більша, чим більше кут α (рис. 13). Оскільки прагнення збільшити вірогідність вмикання призводить до природного бажання зробити цей кут можливо великим, спроектовану муфту варто перевірити на відсутність самовимикання.

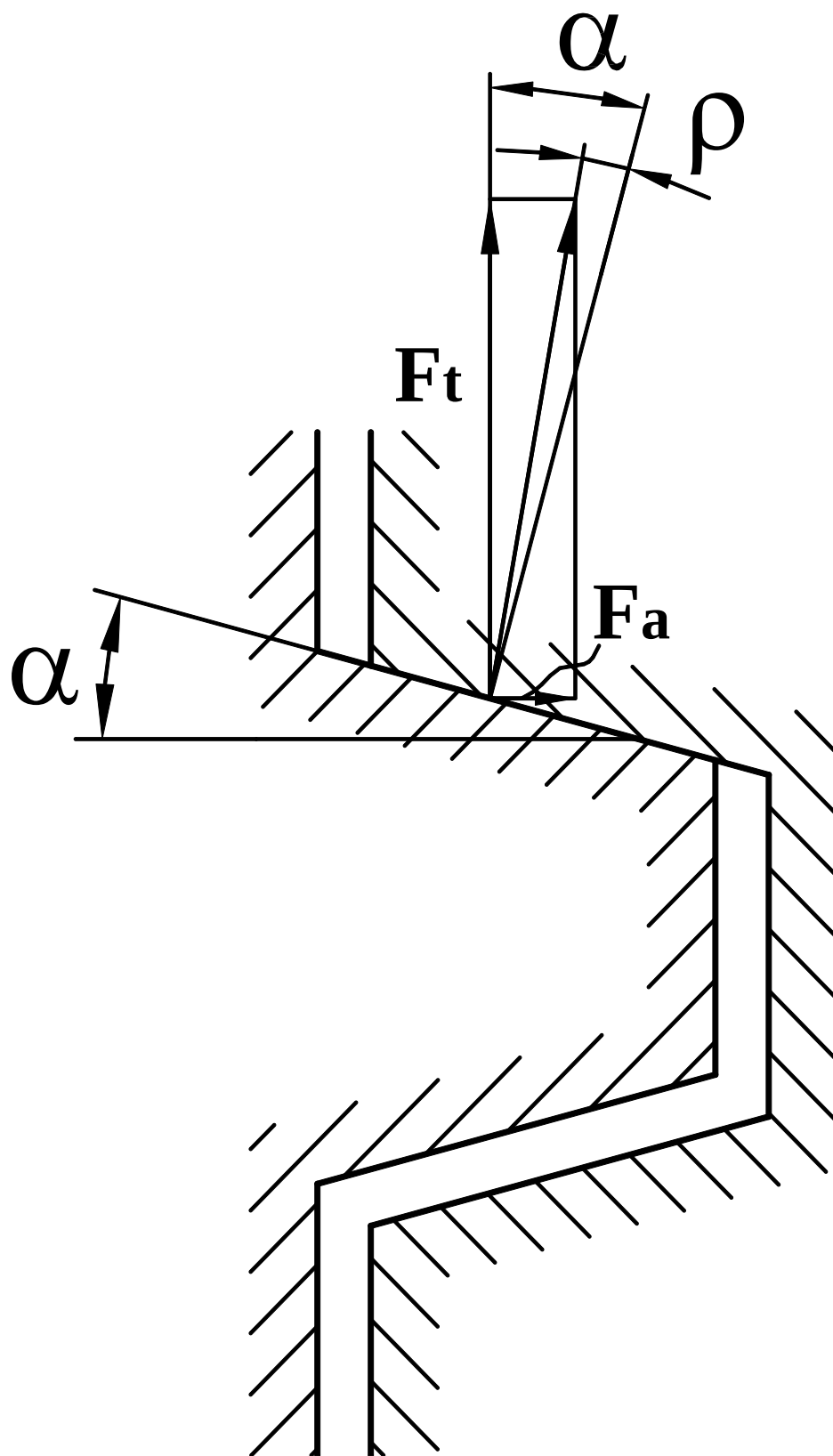


Рисунок 13 - Розкладання сил у зачепленні кулачків

Розрахункова формула -

$$tg\alpha \leq f \left(1 + \frac{d_{cp}}{d_{\epsilon}} \right), \quad (28)$$

де f - коефіцієнт тертя між кулачками і у сполученні з валом рухомої півмуфти (прийнятий однаковим), $f \approx 0,1...0,2$;

d_{ϵ} - діаметр вала в місці сполучення його з рухомою півмуфтою;

d_{cp} - середній діаметр кулачків,

$$d_{cp} = \frac{d_3 - d_{\epsilon n}}{2}.$$

Формула отримана в припущенні, що сила F_a , яка виштовхує муфту із зачеплення, не повинна перевищувати сили тертя в сполученні рухомої півмуфти з валом.

До розрахунку муфти відноситься також вибір основних параметрів механізму керування.

Осьова сила Q , яку потрібно прикласти до рухомої півмуфти для вмикання або вимикання муфти під навантаженням, розраховується за формулою

$$Q = \frac{2000T}{d_{cp}} \left[f \frac{d_{cp}}{d_{\epsilon}} + tg(\alpha + \rho) \right], \quad (29)$$

де $\rho = arctgf$ - кут тертя.

Залежність отримана з умови, що сила вмикання повинна переборювати силу, що виштовхує муфту із зачеплення, і силу тертя, яка діє в сполученні рухомої півмуфти з валом.

Якщо зусилля робітника на ручці обмежити значенням

$F_p = (60 \dots 150)N$, то передаточне число механізму керування

$$i = \frac{Q}{F_p \eta},$$

де η - ККД, $\eta \approx 0,96 \dots 0,98$.

У механізмах керування важільного типу необхідне передаточне число забезпечується добором довжини ручки і повідця.

Приклад розрахунку

Спроекувати зчіпну кулачкову муфту для передачі з вала на вільно насадженому на нього деталі потужності $P = 1,7 \text{ кВт}$ при частоті обертання $n = 600 \text{ хв}^{-1}$. Розрахунковий діаметр вала $d_g = 35 \text{ мм}$. Можливе вмикання муфти на ходу. Керування муфтою ручне.

Рішення

1 Прийняти зовнішній діаметр муфти d_z . У кожному конкретному випадку цей розмір призначається з урахуванням діаметра деталі, на якій будуть нарізати кулачки, діаметра вала (або зовнішнього діаметра шліців) у місці розташування рухомої півмуфти, зручності складання і т.д. Поширено норму $d_z \approx (2 \dots 2,5)d_g$.

Для даного випадку приймаємо:

$$d_z = 2 \cdot d_g = 2 \cdot 35 = 70 \text{ мм}.$$

2 Вибрати профіль кулачків. Якщо муфта може робити у режимі реверсу, приймаємо трапецеїдальний профіль. З огляду на рекомендації, викладені в табл. 7, приймаємо: кількість кулачків $z = 9$; радіальну ширину кулачків $b = 10 \text{ мм}$; висоту кулачків

$$h = 4 \text{ мм.}$$

Тоді внутрішній діаметр

$$d_{\text{вн}} = d_3 - 2b = 70 - 2 \cdot 10 = 50 \text{ мм};$$

середній діаметр

$$d_{\text{cp}} = \frac{d_3 + d_{\text{вн}}}{2} = \frac{70 + 50}{2} = 60 \text{ мм.}$$

Приймаємо кут профілю: $\alpha = 5^\circ (tg \alpha = tg 5^\circ \cong 0,087)$.

Коефіцієнт тертя (сталь по сталі з мастилом)

$$tg \alpha \leq f \left(1 + \frac{d_{\text{cp}}}{d_{\text{с}}} \right).$$

$$f = 0,1 (\rho = \arctg f = \arctg 0,1 = 5^\circ 30').$$

3 Перевірити відсутність самовиключення.

Припускаючи, що рухома півмуфта кріпиться на валу за допомогою шліцевого з'єднання 8х42х48, приймаємо для розрахунку:

$$d_{\text{с}} = d_{\text{ср.шл}} = \frac{48 + 42}{2} = 45 \text{ мм},$$

тоді

$$f \left(1 + \frac{d_{\text{cp}}}{d_{\text{с}}} \right) = 0,1 \left(1 + \frac{60}{45} \right) = 0,23.$$

$tg \alpha = 0,087 < 0,23$ - умова відсутності самовиключення забезпечена.

4 Виконати розрахунки кулачків на міцність.

Перевірка на згинальну міцність:

$$S = \frac{\pi \cdot d_{cp}}{2z} = \frac{\pi \cdot 60}{2 \cdot 9} \approx 10 \text{ мм};$$

$$\sigma_{32} = \frac{2000TK_F h \cdot 6}{d_{cp} 0,75zbS} \leq [\sigma]_{32};$$

$$T = \frac{9550P}{n} = \frac{9550 \cdot 1,7}{600} = 27 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Приймається: $K_F = 1,5$;

$$\sigma_{32} = \frac{2000 \cdot 1,5 \cdot 27 \cdot 4 \cdot 6}{60 \cdot 0,75 \cdot 9 \cdot 10 \cdot 10^2} \approx 5 \text{ МПа}.$$

Вибирається для кулачків Сталь 20Х цементована (56 HRC_e):

$$\sigma_T = 650 \text{ МПа};$$

$$S = 6;$$

$$[\sigma]_{32} = \frac{\sigma_T}{S} = \frac{650}{6} \approx 110 \text{ МПа}.$$

$[\sigma]_{32} > \sigma_{32}$ - згинальна міцність забезпечена.

Перевірка на відсутність зім'яття робочих поверхонь:

$$\sigma_{3M} = \frac{2000TK_F}{d_{cp} 0,75zbh} \leq [\sigma]_{3M};$$

$$\sigma_{3M} = \frac{2000 \cdot 1,5 \cdot 27}{60 \cdot 0,75 \cdot 9 \cdot 10 \cdot 4} = 5 \text{ МПа}.$$

Приймаємо: $[\sigma]_{3M} = 30 \text{ МПа}$;

$[\sigma]_{3M} > \sigma_{3M}$ - працездатність забезпечена.

Розрахунки показують, що розміри кулачків можуть бути меншими. При необхідності муфту варто перекопструювати.

5 Виконати розрахунки основних параметрів механізму керування.

Осьова сила, яка необхідна для вмикання муфти,

$$Q = \frac{2000T}{d_{cp}} \left[f \frac{d_{cp}}{d_B} + \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \right] = \frac{2000 \cdot 27}{60} \left[0,1 \frac{60}{46} + 0,185 \right] = 286H .$$

Передаточне число механізму керування

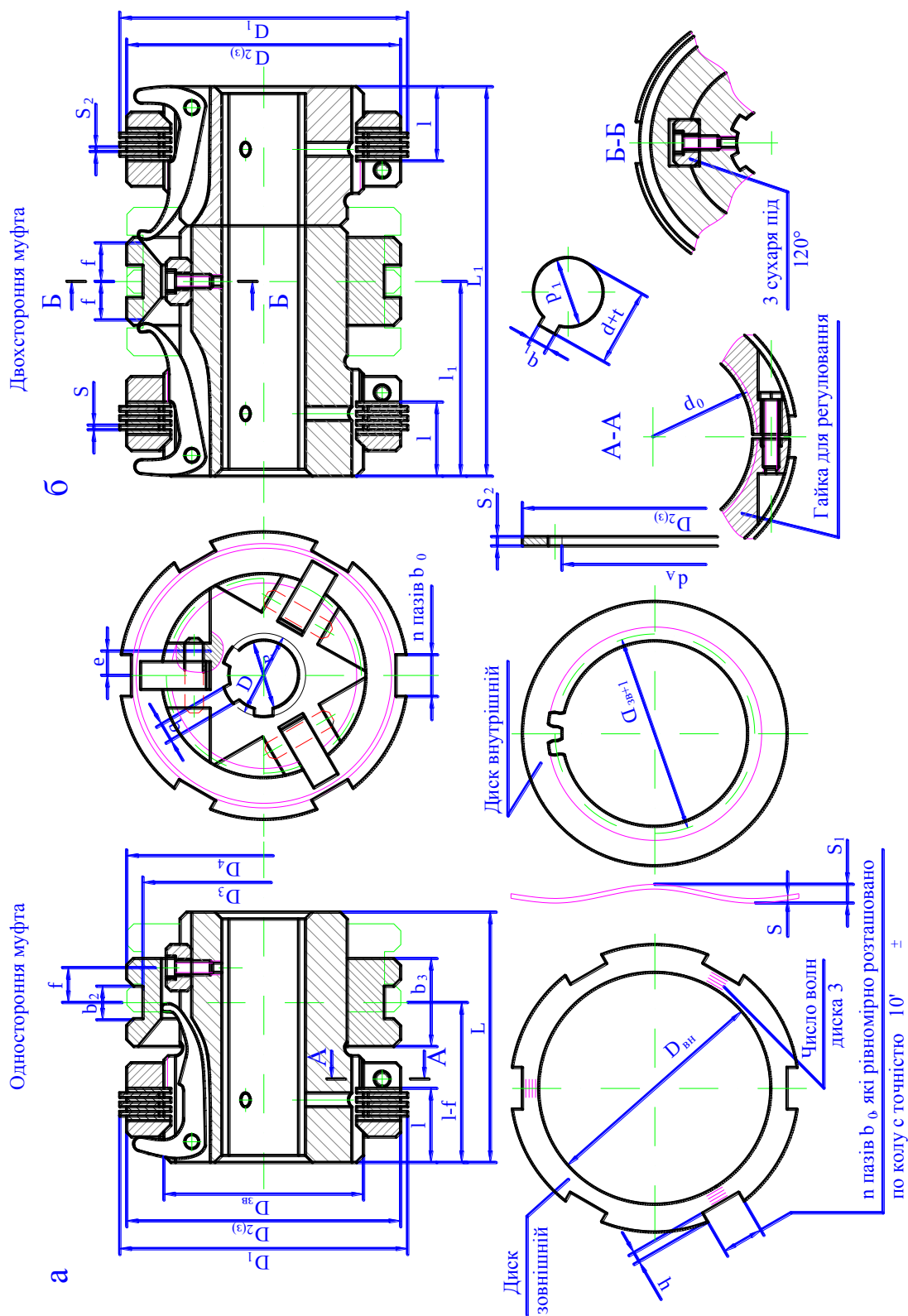
$$i = \frac{Q}{F_p \eta} = \frac{286}{150 \cdot 0,98} \approx 2 .$$

Приймається: $F_p = 150 \text{ Н}$; $\eta = 0,98$.

Муфта, що сконструйована за даними цього розрахунку, наведена на рис.7, а механізм керування нею - на рис.8.

ДОДАТОК А

Таблиця А.1 - Основні розміри муфти фрикційної багатодискової за нормаллю МН5664-65 і МН 5656-65 [2]

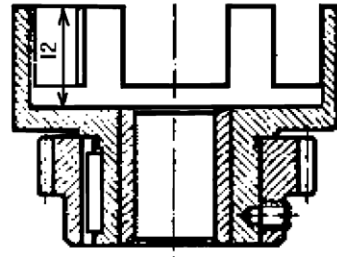
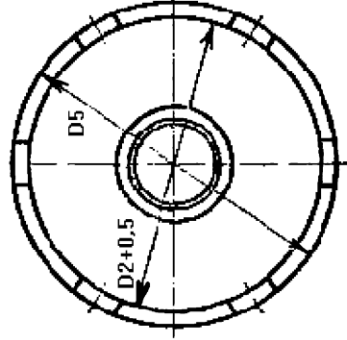


Продовження таблиці А1

Розміри

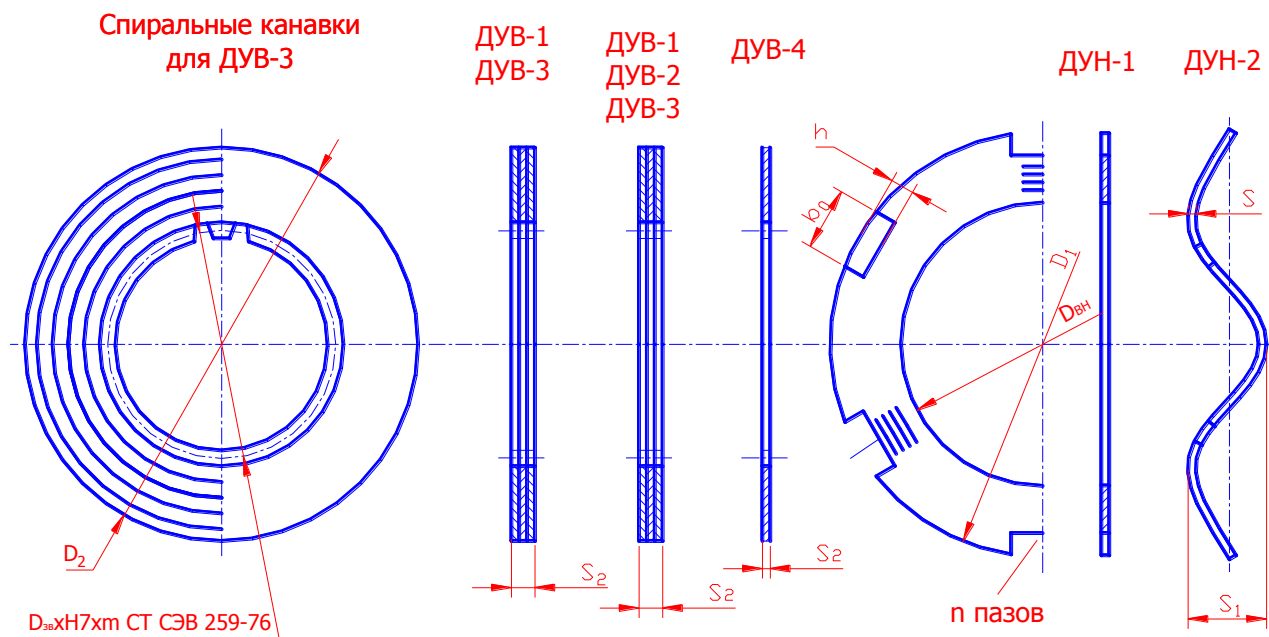
№	Муфта	Посадочний отвір				Диск зовнішній										Диск внутрішній							l, мм	h, мм
		Шлицевий МТМ-1, МТМ-2		Гладкий МТМ-1А, МТМ-2А		D ₁ , мм	внутрішн. позар. діаметр D _{вн} , мм	число дисків у муфті	S, мм	S ₁ , мм	b ₀ ×h, мм	n, мм	зовніш. позар. діаметр D ₂ , мм	D _{ав} , мм	m, мм	z ₁ , мм	d _а , мм	S ₂ , мм	число дисків у муфті					
		Кількість шлиців z	d, мм	D, мм	b, мм															d ₀ , мм	b ₁ , мм	d ₀ +t ₁ , мм		
06	25	6	21	25	5	22	6	24,3	84	61	5	1,0	1,26	12×2,5	6	80	60	2,5	22	55	1,0	6	25	57,5
07	40	6	26	30	6	25	8	27,6	94	67	5	1,2	1,46	12×2,5	6	90	65	2,5	24	60	1,2	6	29	65,0
08	63	6	28	34	7	30	8	32,6	104	77	6	1,2	1,49	12×2,5	6	100	75	2,5	28	70	1,2	7	34	67,5
09	100	8	36	40	7	35	10	37,9	118	82	6	1,2	1,53	16×4,5	6	110	80	2,5	30	75	1,2	7	34	75,0
10	160	8	42	46	8	40	12	42,9	133	92	6	1,6	1,92	16×4,5	6	125	90	2,5	34	85	1,6	7	42	87,5
11	250	8	46	54	9	50	16	53,6	148	102	6	1,6	1,95	16×4,5	8	140	100	2,5	38	95	1,6	7	43	87,5
12	400	8	56	65	10	60	18	64,0	168	112	8	1,6	2,00	20×4,5	8	160	110	2,5	42	105	1,6	9	53	105

чашка-корпус



Муфта №	Втулка корпус				Кільце переводіне				Чашка		Маховий момент $G D^2$, Н м ²	
	L (одно- стороння) мм	L (дву- стороння) мм	d_p мм	D_3 мм	D_4 мм	b_2 мм	b_3 мм	D_5 мм	$l_{не-меш}$ мм	X_1 мм	одно- стороння муфта	дву- стороння муфта
06	72	115	M60×1	70	80	10	25	90	31	10	3,7	6
07	82	130	M65×1,5	78	90	10	30	100	35	12	7,0	11,1
08	85	135	M75×1,5	86	100	12	30	110	40	10	12,9	20,9
09	95	150	M80×1,5	95	110	12	35	125	40	13	19,8	32,0
10	110	175	M90×1,5	105	125	16	40	140	48	14	35,9	58,6
11	110	175	M100×1,5	115	140	16	40	155	49	13	56,2	91,3
12	130	210	M110×1,5	130	160	20	45	175	59	14	113,7	186,6

Продовження таблиці А.1

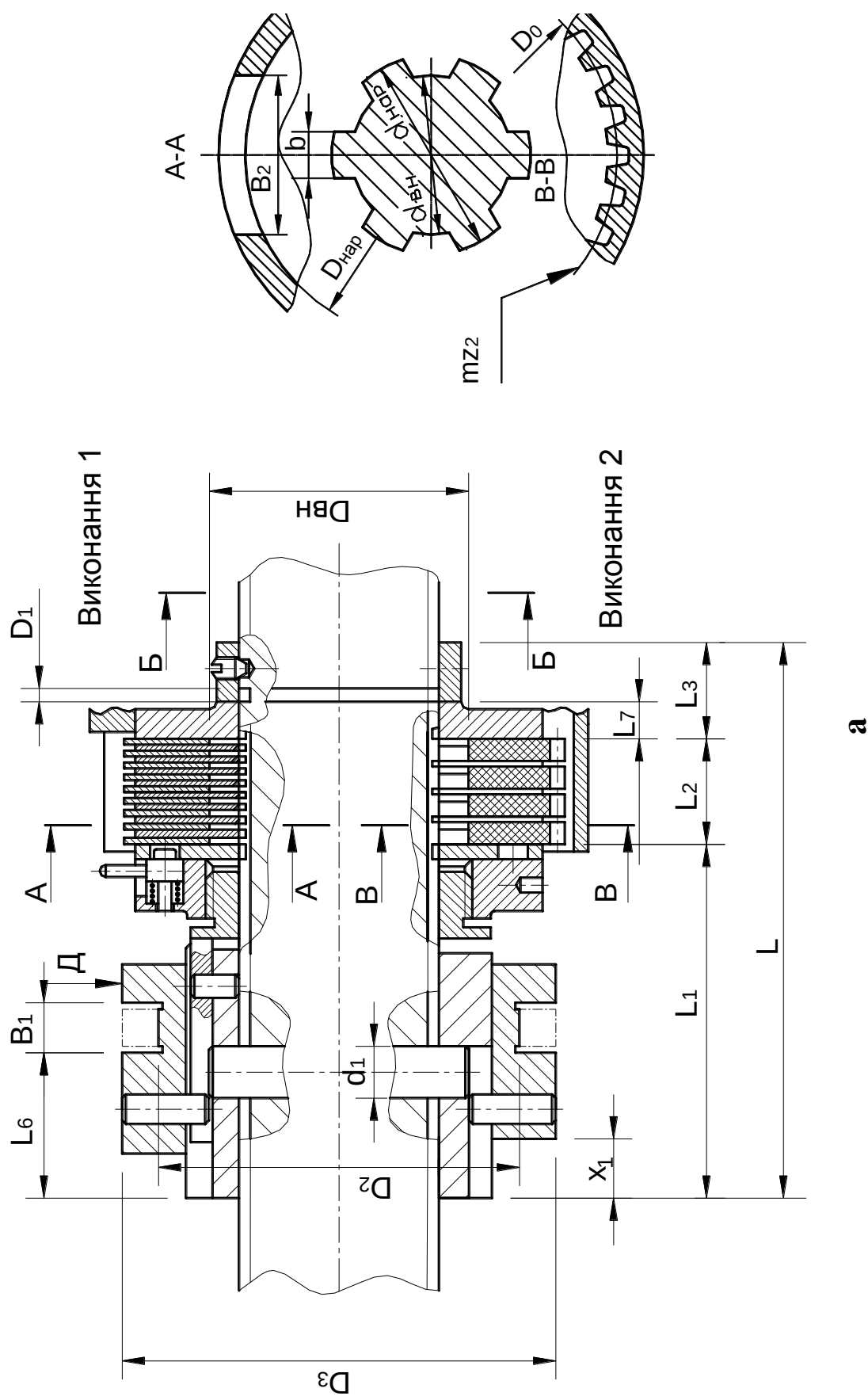


D_2 (гран. відх. за $h11$), мм	D_{6H} , мм	D_1 (гран. відх. за $h11$), мм	$D_{\text{эб}} \times m \times z_1$	b_0 , мм	h , мм	Число паців n	S_2 для дисків, мм			S , мм	S_1 , мм
							ДУВ-1	ДУВ-2	ДУВ-3		
45	33	48	32×1,5×20	8	2,5	4	1,4	1,4	1,1	0,8	0,96
50	36	54	35×1,5×22	8	2,5	4	1,0	1,4	1,1	0,8	0,96
55	41	59	40×2,5×26	10	2,5	4	1,4	1,4	1,0	1,0	0,98
60	47	64	45×2,5×16	10	2,5	4	1,6	1,6	1,3	1,0	1,20
70	52	78	50×2,5×18	12	2,5	4	1,8	1,8	1,4	1,0	1,23
80	62	84	60×2,5×22	12	2,5	6	1,8	1,8	1,4	1,2	1,26
90	67	94	65×2,5×24	12	2,5	6	2,0	2,4	1,7	1,2	1,46
100	77	104	75×2,5×28	12	2,5	6	2,0	2,4	1,7	1,2	1,49
110	82	118	80×1,2×30	16	4,5	6	2,0	2,8	1,7	1,6	1,53
125	92	133	90×2,5×34	16	4,5	6	2,4	3,2	2,1	1,6	1,92
140	102	148	100×2,5×38	16	4,5	8	2,6	3,6	2,1	1,6	1,95
160	112	168	110×2,5×42	20	4,5	8	2,6	3,6	2,1	1,6	2,00

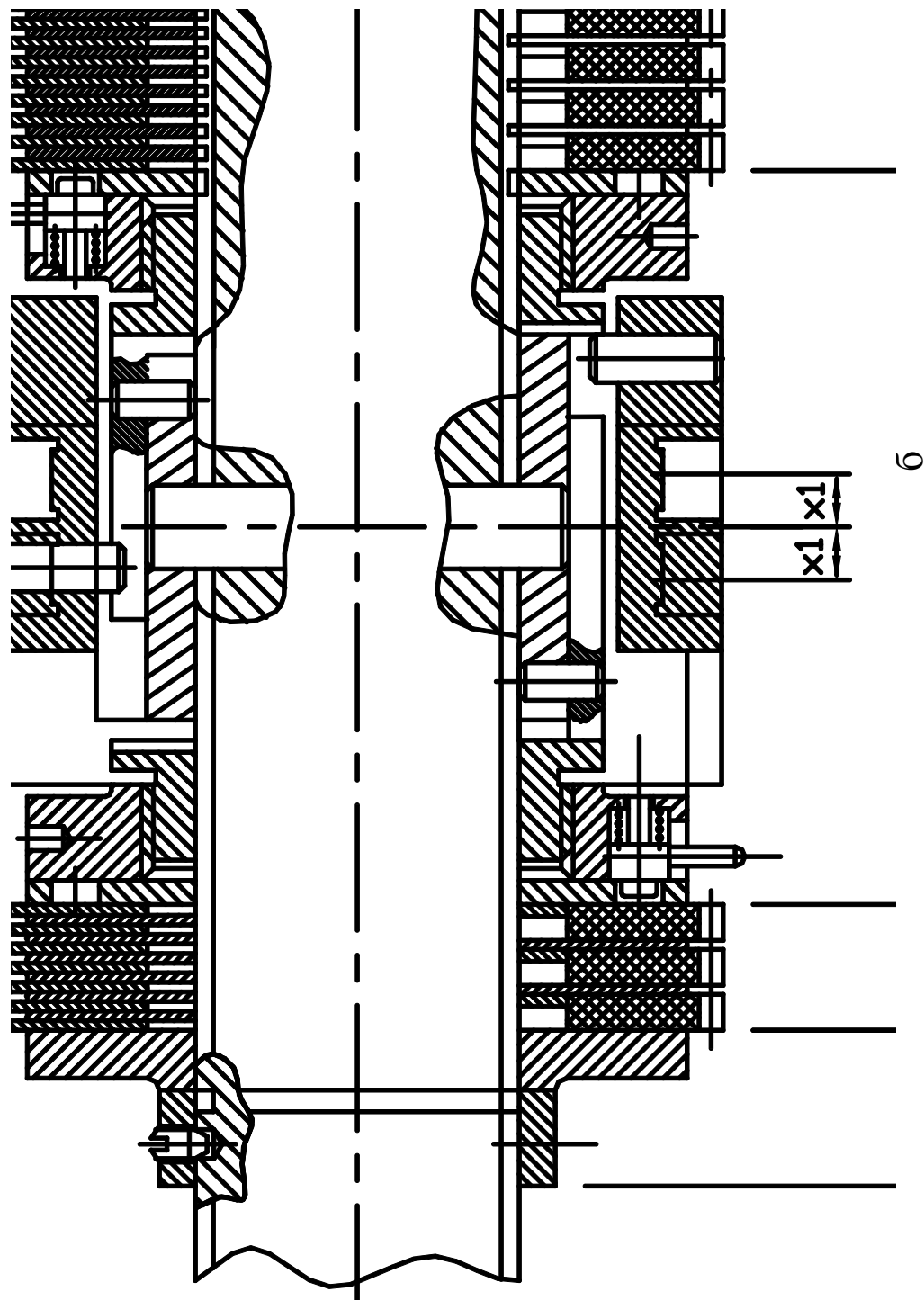
Продовження таблиці А.1

D_2 (гран. відх. за $h11$), мм	$D_{вн.}$ мм	D_1 (гран. відх. за $h11$), мм	$D_{эв} \times m \times z_1$	b_0 , мм	h , мм	Число пазів n	S_2 для дисків, мм			S , мм	S_1 , мм
180	122	188	120×2,5×46	20	4,5	8	3,0	4,4	2,6	2,0	2,40
200	143	213	140×5×26	20	7,0	8	3,3	4,4	2,6	2,0	2,45
220	163	235	160×5×30	20	7,0	8	3,3	5,0	2,6	2,0	2,50
250	183	265	180×5×34	20	7,0	10	4,5	5,5	3,5	2,5	3,00
280	203	295	200×5×38	20	8,0	10	4,5	6,5	3,5	2,5	3,05
320	223	335	200×5×42	20	8,0	10	4,5	6,5	3,5	2,5	3,12
360	243	375	240×5×46	20	8,0	12	6,2	9,2	4,8	3,2	3,82
400	425	425	240×5×50	32	13,0	12	6,2	9,2	4,8	3,2	3,9
Примітка. Фрикційні покриття для дисків ДУВ-1 и ДУВ-2 мають коефіцієнт тертя спокою $f_0 \geq 0,35$, тертя при русі $f \geq 0,3$; для дисків ДУВ-3 $f > 0,22$											

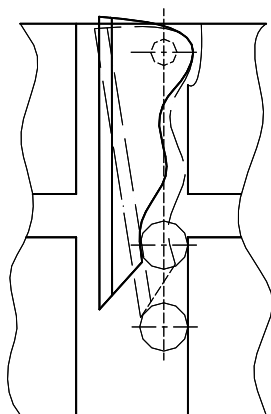
Таблиця А.2 – Основні розміри муфти фрикційної багатодискової за нормалю
машинобудування Р94-1 [4]



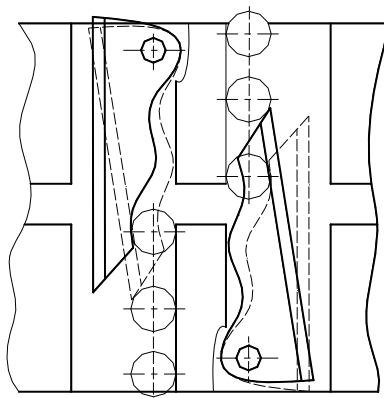
Продовження таблиці А.2



Д
кулачок



Е
кулачки



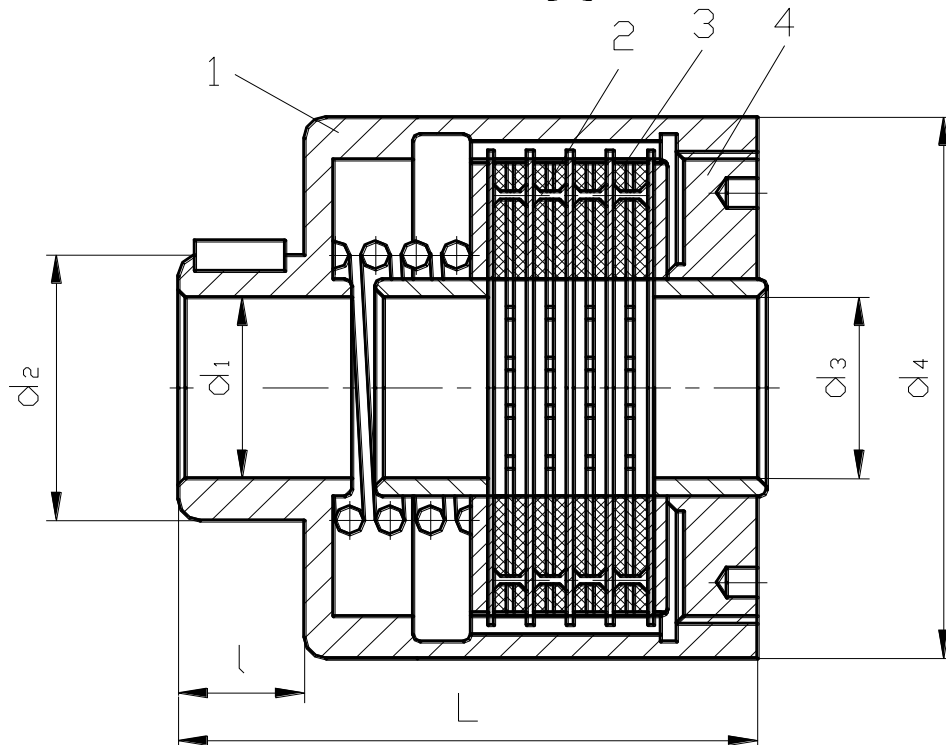
а – одностороння муфта з гаєчним регулюванням; б – двостороння муфта з гаєчним регулюванням

Продовження таблиці А.2

Номер муфти	$B_1, мм$	$D_{вн}, мм$	$D_2, мм$	$D_3, мм$	$L, мм$	$L_{сов}, мм$	$L_1, мм$	$L_2, мм$	$L_3, мм$	$L_4, мм$	$L_5, мм$	$L_6, мм$	$X_1, мм$
1	16	35	60	70	116+L ₂	177+2L ₂	94	В залежності від числа дисків	22	133	30	6	12
2	16	40	75	85	116+L ₂	177+2L ₂	94		22	133	36	6	12
3	20	50	85	100	123+L ₂	185+2L ₂	100		23	138	36	7	14
4	20	65	100	115	123+L ₂	185+2L ₂	100		23	139	36	7	14
5	25	80	130	150	155+L ₂	220+2L ₂	131		24	172	44	8	16
6	25	100	160	180	171+L ₂	236+2L ₂	146		24	188	44	8	16
7	25	125	190	210	171+L ₂	236+2L ₂	146		25	186	44	9	16
Номер муфти	Розміри вала, мм						Розміри обойми, мм						
	$Z \times b$	b_1	D_B	d	d_1	$z_1 \times B_2$	$D_{нар}$	D_0	D_4	m	z_2		
1	6×6	6	25	21,4	6	3×25	65	80	72	2,5	32		
2	6×8	6	30	25,3	8	3×30	80	95	88	2,5	38		
3	6×10	6	40	34,2	8	3×30	100	117	110	3	39		
4	6×12	6	50	44,2	10	3×40	125	141	135	3	47		
5	6×16	6	65	56,6	10	3×40	160	177	172	3	59		
6	6×20	6	80	68	13	6×25	200	216	215	3	72		
7	10×14	6	100	86,2	13	6×25	250	272	265	4	68		
Примітки. Муфта може бути одностороннього або двустороннього виконання і призначена для роботи зі змазкою. Матеріал поверхонь тертя – сталь по сталі або текстолит по сталі. Число текстолитових дисків вибирати не більшим 3...4. Віддавати перевагу шліфованим сталеним дискам													

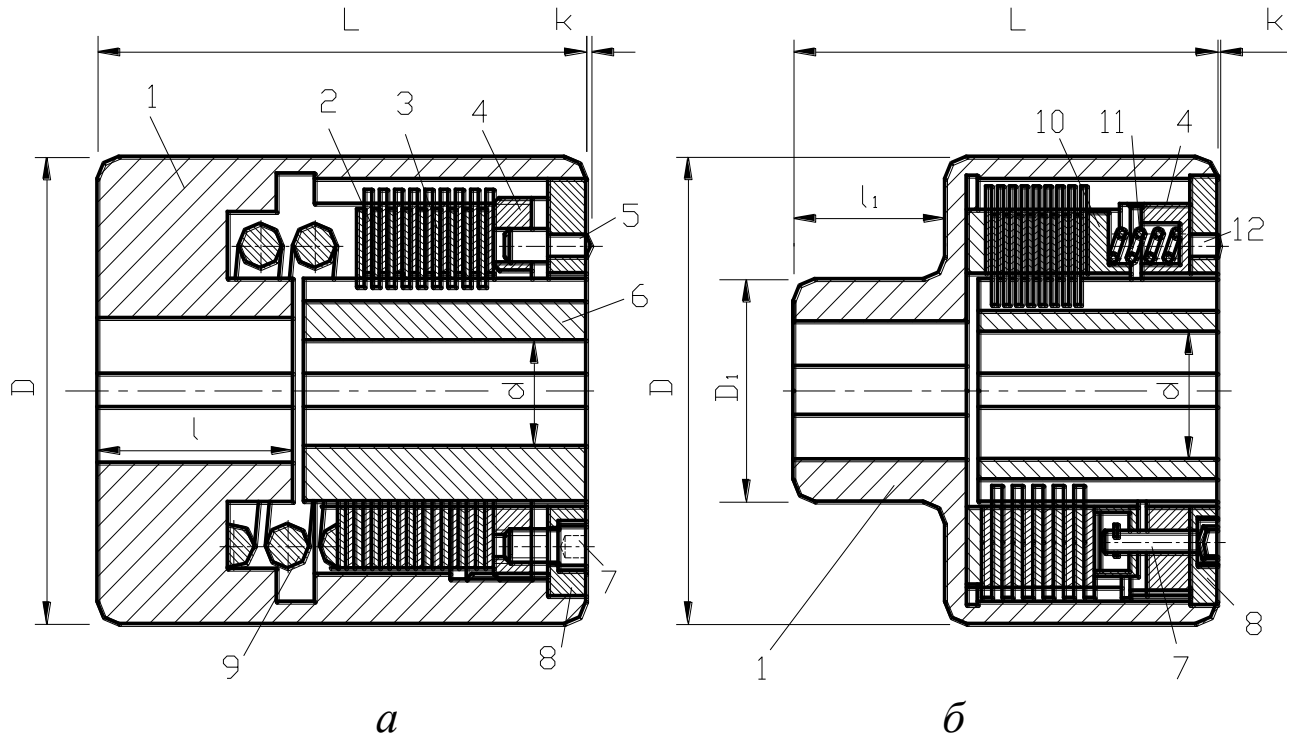
ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 - Розміри і параметри фрикційної захисної муфти з постійним числом дисків [1]



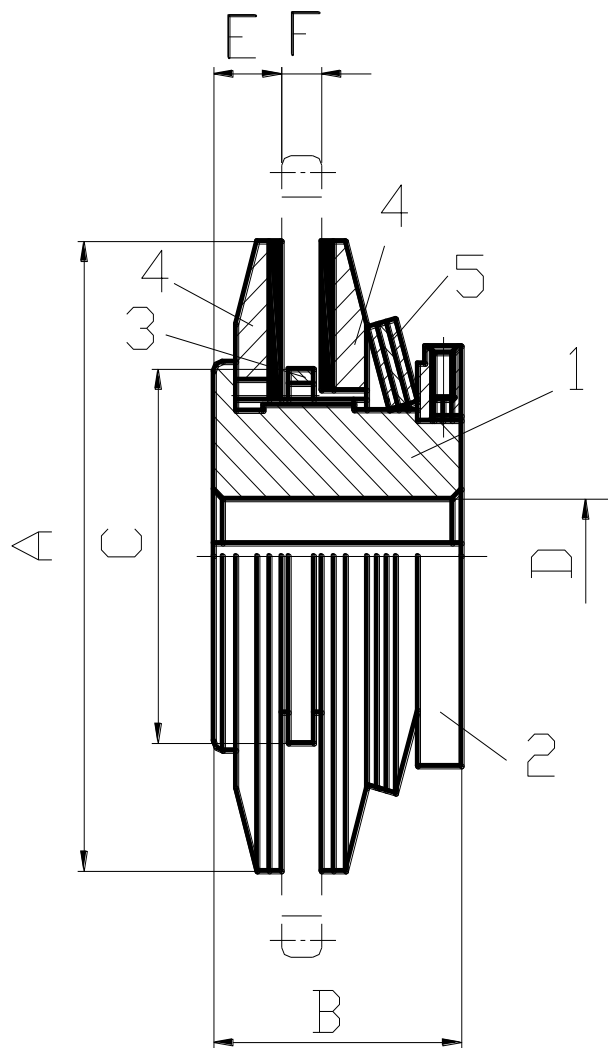
$T, H \cdot m$	Шліцьовий отвір у дисках $z \times d \times D, mm$	d_1 (гран. відх. за H7), мм	d_2 (гран. відх. за k6), мм	d_3, mm	D_4, mm	L, mm	l, mm	Число пар поверхонь тертя	Пружина $d \times D \times H, mm$
0,1	6×21×25	25	40	25	80	100	20	6	4×50×150
1,0									4×50×160
15,0									5×55×95
20,0									5×55×95
25,0									5×55×105
30,0	6×26×30	30	45	30	100	125	25	8	5×55×75
40,0									5×55×75
50,0									6×60×80
60,0									6×60×80
80,0	8×36×40	40	60	40	140	140	30	10	7×65×45
120,0									7×65×55
160,0									8×70×50
200,0									8×70×59

Таблиця Б.2 - Розміри і параметри багатодискової фрикційної муфти з малим зовнішнім діаметром із змінюваним числом фрикційних дисків [1]



$T, \text{ Н} \cdot \text{м}$	$d, \text{ мм}$	$D, \text{ мм}$	$L, \text{ мм}$	$l, \text{ мм}$	$l_1, \text{ мм}$	$D_1, \text{ мм}$	$K, \text{ мм}$	$GD^2, \text{ Н} \cdot \text{м}^2$	Маса, кг
20	12...20	70	90	35	-	-	0,5	0,01	2,4
50	15...30	90	105	45	-	-	1,0	0,10	4,0
80	18...40	100	110	45	-	-	1,0	0,20	5,5
150	20...48	125	125	60	-	-	2,0	0,80	9,5
350	20...60	150	130	50	40	80	2,0	0,96	10,5
500	28...70	170	170	70	60	120	2,0	2,00	18,5
1400	30...80	210	195	80	65	130	2,0	5,40	31,0

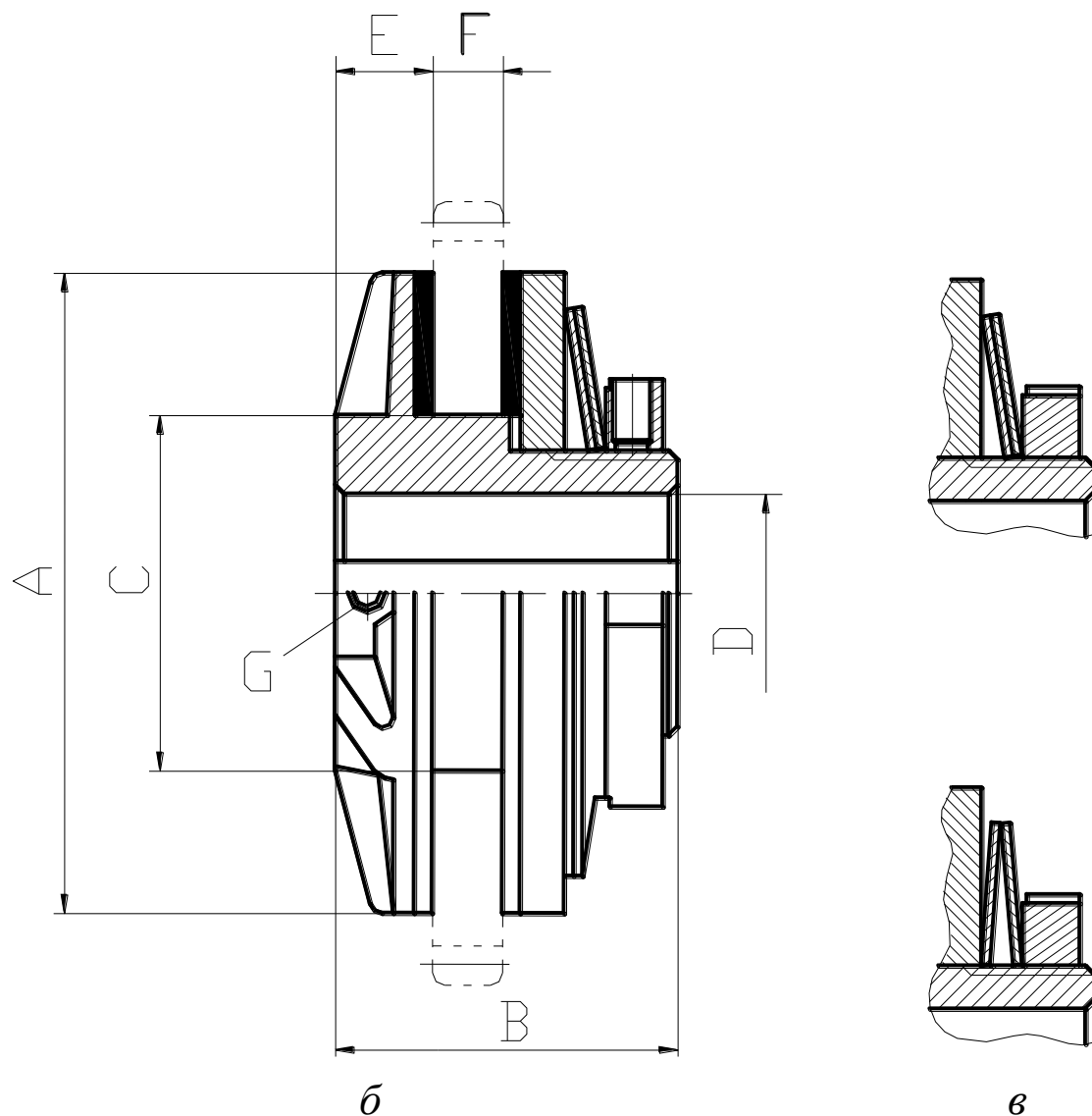
Таблиця Б.3 - Розміри і параметри фрикційної захисної муфти фірми "Болец" (Германія), що працює без змазування при високих і частих перевантаженнях [1]



a

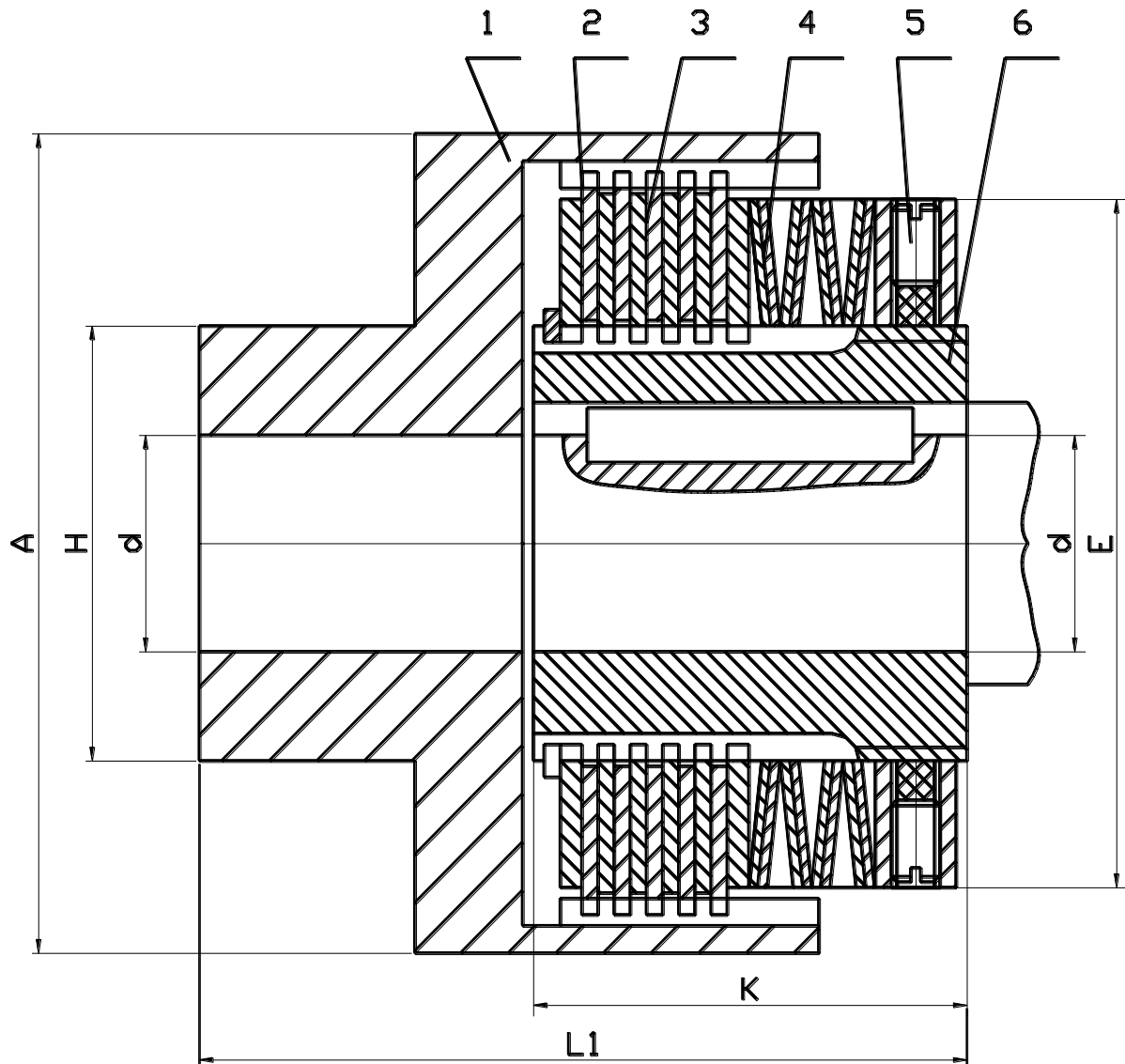
$T, \text{ Н} \cdot \text{м}$	$A, \text{ мм}$	$B, \text{ мм}$	$C, \text{ мм}$	$D, \text{ мм}$	$E, \text{ мм}$	$F, \text{ мм}$	Маса, кг
25	65	40	45	11...20	10,0	9	0,5
63	85	46	57	14...30	12,0	9	1,0
160	115	52	80	18...45	14,5	9	3,0
250	135	62	80	18...45	17,5	11	3,5
400	160	67	100	24...55	19,5	13	5,0
630	180	82	120	28...65	23,0	17	8,0
1000	215	84	140	38...60	24,5	17	11,0
1600	270	100	155	48...90	27,5	21	18,0

Продовження таблиці Б.3



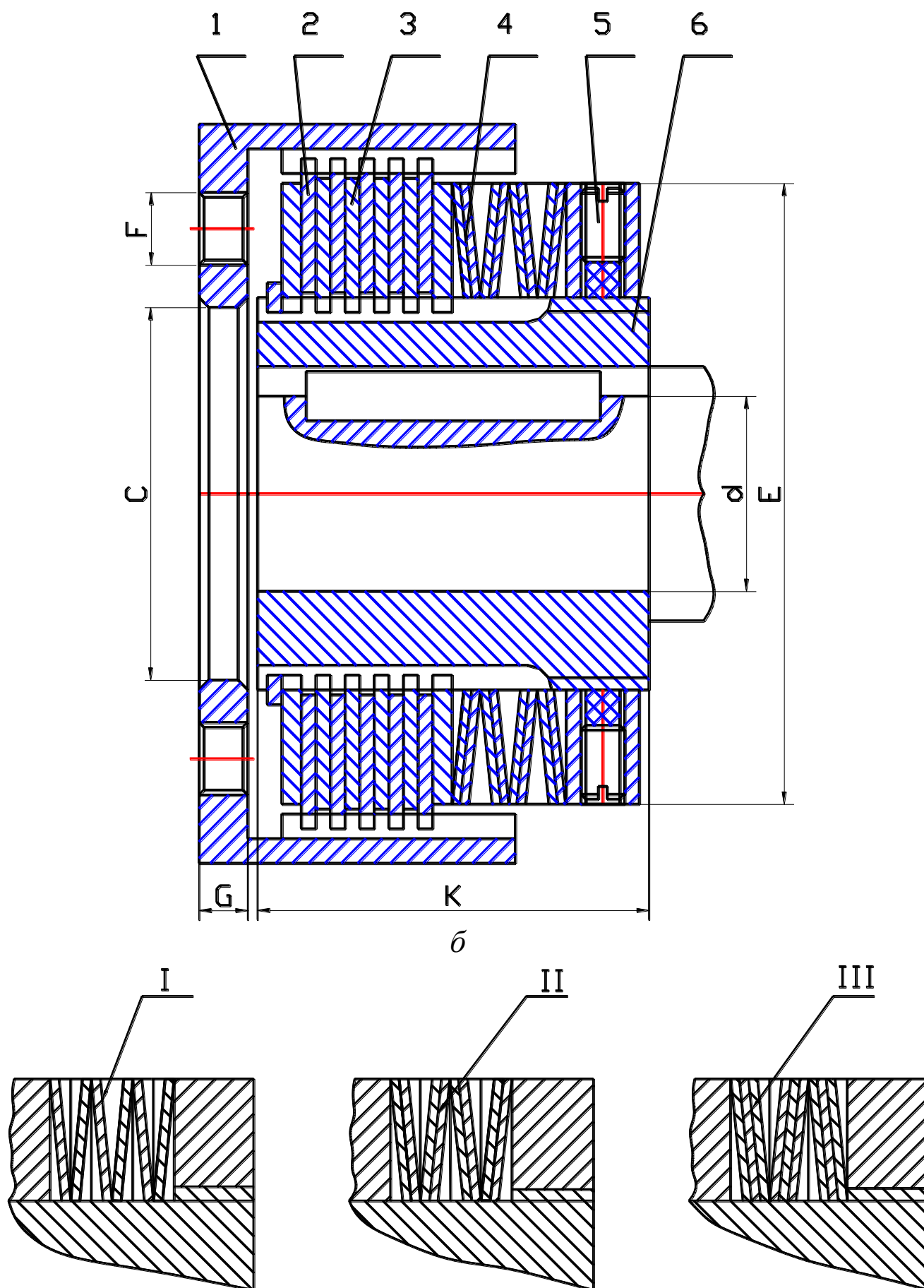
$T, H \cdot m$		$A,$ $мм$	$B,$ $мм$	$C,$ $мм$	$D, мм$	$E,$ $мм$	$F,$ $мм$	G	Маса, кг
Виконання									
I	II								
10...40	4...20	65	48	42	11...20	13	9	M4	0,5
25...100	10...50	90	55	52	14...26	15	9	M5	1,4
60...250	25...125	130	72	75	18...42	24	9	M8	3,2
100...400	40...200	145	80	85	24...50	26	11	M10	4,3
160...630	63...320	165	90	100	28...55	26	15	M10	6,2
250...1000	100...500	190	100	110	38...65	28	18	M10	8,8
400...1600	160...800	230	110	135	43...80	30	23	M10	14,5
600...2500	250...1250	280	140	175	58...100	30	30	-	22,0
1000...4000	400...2000	320	160	200	68...120	35	30	-	35,0

Таблиця Б.4 - Розміри і параметри фрикційної багатодискової захисної муфти фірми "Болец" (Германія) для передачі значних крутних моментів [1]



a

Продовження таблиці Б.4



Продовження таблиці Б.4

T, H^*M	$A,$ <i>мм</i>	$C,$ <i>мм</i>	$d,$ <i>мм</i>	$E,$ <i>мм</i>	$F, мм$	$G,$ <i>мм</i>	$H,$ <i>мм</i>	$K,$ <i>мм</i>	$L1,$ <i>мм</i>	$N,$ <i>мм</i>
25,40,63	70	45	10... 20	58	6×M6	6	60	40	90	45
40,63,100	90	55	12... 25	75	6×M8	8	80	55	125	60
63,100,160	100	65	14... 35	90	6×M8	8	90	55	125	60
100,160,250	125	75	17... 45	110	8×M10	10	110	60	140	70
160,250,400	135	75	17... 45	110	8×M10	10	110	65	150	75
250,400,630	150	95	22... 55	120	8×M12	12	125	75	180	95
400,630,1000	170	110	28... 65	155	8×M12	12	140	85	200	100
630,1000	195	125	33... 70	165	8×M16	15	150	95	220	110
1000,1600,2500	210	140	38... 60	180	8×M16	15	170	110	260	135

ПЕРЕЛІК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1 Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991. – 384 с.

2 Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие для вузов/ К.П. Жуков, А.А. Кузнецова, С.И. Масленникова и др.; Под ред. Г.Б. Столбина и К.П. Жукова. – М.: Высш. школа, 1978. – 247 с.

3 Заблонский К.И. Детали машин. – К.: Вища школа. Головне вид-во, 1985. – 518 с.

4 Детали машин в примерах и задачах: Учеб. пособие/ С.Н. Ничипорчик, М.И. Корженцевский, В.Ф. Калачев и др.; Под ред. С.Н. Ничипорчик. – Минск: Высшейш. школа, 1981. – 432 с.

5 Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1979. – 367 с.

6 Детали механизмов металлорежущих станков / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972. – 472 с.

7 Поляков В.С., Барабаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам. – Л.: Машиностроение, 1974. – 351 с.

8 Детали машин / В.А Добровольский, К.И. Заблонский, С.А. Зак и др. – М.: Машиностроение, 1972. – 503 с.

9 Курсовое проектирование деталей машин / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др. – Л.: Машиностроение, 1983. – 400 с.

Навчальне видання

Сергій Григорович Карнаух

Лев Ленідович Роганов

**РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ КУЛАЧКОВИХ ТА
ФРИКЦІЙНИХ МУФТ**

Навчальний посібник

Технічний редактор Н.О.ХАХІНА

Комп'ютерна верстка С.Г.КАРНАУХ

Подп. у друк

Формат 60×84 1/16

Ризограф. друк

Ум. друк. арк. 6,25.

Облік. - вид. арк. 4,55

Тираж 100 экз.

Зам. №_____

ДГМА. 84313, м. Краматорск, вул. Шкадинова, 72.